



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

SKRIPSI – ME141501

**Analisa Pengaruh Penambahan *Fin* Pada *Air Intake Valve Gas – Oil Fuel Engine*
Terhadap Performa Mesin Berdasarkan Eksperimen**

Linggar Palang Aras RFC
NRP 0421 14 40 000 055

Dosen Pembimbing
Prof. Semin S.T., M.T., Ph.D.
Beny Cahyono S.T., M.T., Ph.D.

**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018**



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

SKRIPSI - ME 141501

Analisa Pengaruh Penambahan *Fin* Pada *Air Intake Valve Gas* - *Oil Fuel Engine* Terhadap Performa Mesin Berdasarkan Eksperimen

Linggar Palang Aras RFC
NRP 0421 14 40 000 055

Dosen Pembimbing
Prof. Semin S.T., M.T., Ph.D.
Beny Cahyono S.T., M.T., Ph.D.

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

SKRIPSI - ME 141501

Fin Adding Analysis of Air Intake Valve Gas - Oil Fuel Engine on Engine Performance Based on Eksperiment

Linggar Palang Aras RFC
NRP 0421 14 40 000 055

Supervisors

Prof. Semin S.T., M.T., Ph.D.

Beny Cahyono S.T., M.T., Ph.D.

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

Analisa Pengaruh Penambahan *Fin* Pada *Air Intake Valve Gas – Oil Fuel Engine* Terhadap Performa Mesin Berdasarkan Eksperimen

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Bidang Studi *Marine Power Plant* (MPP)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Linggar Palang Aras RFC

NRP. 0421 14 40 000 055

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir :

Prof. Semin S.T., M.T., Ph.D.

NIP 1971 0110 1997 02 1001

Beny Cahyono S.T., M.T., Ph.D.

NIP 1979 0319 2008 01 1008

()
()

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISA PENGARUH PENAMBAHAN *FIN* PADA *AIR INTAKE VALVE* *GAS - OIL FUEL ENGINE* TERHADAP PERFORMA MESIN BERDASARKAN EKSPERIMEN

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Bidang Studi *Marine Power Plant* (MPP)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Linggar Palang Aras RFC
NRP. 0421 14 40 000 055

Disetujui oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan :



Dr. Eng. M. Badrus Zaman., ST., MT
NIP. 197708022008011007

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Analisa Pengaruh Penambahan *Fin* Pada *Air Intake Valve Gas – Oil Fuel Engine* Terhadap Performa Mesin Berdasarkan Eksperimen

Nama Mahasiswa : Linggar Palang Aras RFC
NRP : 0421144000055
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan ITS
Dosen Pembimbing 1 : Prof. Semin S.T., M.T., Ph.D.
Dosen Pembimbing 2 : Beny Cahyono S.T., M.T., Ph.D.

Abstrak

Modifikasi mesin diesel berbahan bakar tunggal menjadi mesin diesel berbahan bakar ganda atau *Gas - Oil Fuel Engine* banyak dilakukan oleh peneliti untuk menyelesaikan permasalahan semakin menipisnya cadangan minyak bumi di dunia. Bahkan cadangan minyak bumi yang semakin lama semakin berkurang sudah diproyeksikan akan habis 50 tahun ke depan. Sistem kerja dari *Gas - Oil Fuel Engine* adalah memasukkan BBG (Bahan Bakar Gas) ke dalam ruang bakar bersamaan dengan udara pada saat langkah hisap di intake manifold dan akan ikut terbakar dengan solar sebagai pemantiknya. BBG yang digunakan adalah CNG (*Compressed Natural Gas*). Namun kinerja mesin ketika menggunakan penambahan bahan bakar gas mengalami penurunan. Modifikasi penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* dilakukan untuk menaikkan *swirl ratio* sehingga turbulensi udara masuk bersamaan dengan bahan bakar gas menjadi lebih baik. Akibatnya pembakaran yang terjadi akan semakin baik. Dengan menggunakan penambahan *fixed fin* pada *air intake valve gas-oil fuel engine*, dapat menaikkan kinerja atau performa mesin menjadi lebih baik. Daya yang dihasilkan oleh mesin meningkat hingga pada beban maksimum dengan penambahan *fixed fin*. Sedangkan torsi meningkat dengan penambahan *fixed fin* pada keadaan beban maksimum. Untuk *specific energy consumption* (SEC) atau konsumsi energi spesifik menjadi akibat dari penambahan *fixed fin*.

Kata kunci : air intake valve, gas – oil fuel engine, CNG, aliran turbulen, performa

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Fin Addition Analysis of Air Intake Valve Gas-Oil Fuel Engine on Engine Performance Based on Eksperiment

Name of Student : Linggar Palang Aras RFC
NRP : 04211440000055
Department : Marine Engineering
Supervisor 1 : Prof. Semin S.T., M.T., Ph.D.
Supervisor 2 : Beny Cahyono S.T., M.T., Ph.D.

Abstract

Modification of single-fuel diesel engine into dual-fuel diesel engine or specifically Gas - Oil Fuel Engine have been done by researchers to solve the problem of depletion petroleum reserves in the world. Petroleum reserves are projected to be exhausted in the next 50 years or less by prediction. The working system of the Gas - Oil Fuel Engine is inject (Fuel Gas) into the combustion chamber along with the air during the suction step in the intake manifold and will burn with the diesel as the lighter. Fuel Gas used here is CNG (Compressed Natural Gas). But the performance of engine when using the addition of fuel gas has decreased. The modification like the addition of fixed fin in the air intake valve is done to increase the swirl ratio. So that turbulent flow of air comes in along with the gas fuel to be better. As a result, combustion process in combustion chamber will be better. By applying a fixed fin addition into the air intake valve gas-oil fuel engine, it can boost engine performance more better. The power generated by the engine with fin adding increases at maximum load. While torque of engine with fin adding increased in maximum load condition. For specific energy consumption (SEC) has been decreased impact of fin adding on air intake valve.

Keywords : Air Intake Valve, Gas-Oil Fuel Engine, CNG, Turbulent flow, engine performance

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Segala puji kehadiran Allah SWT atas segala rahmat, karunia dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Skripsi dengan judul “**Analisa Pengaruh Penambahan *Fin* Pada *Air Intake Valve Gas – Oil Fuel Engine* Terhadap Performa Mesin Berdasarkan Eksperimen**”. Skripsi ini merupakan syarat kelulusan sarjana S-1 pada Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam penyelesaian Skripsi ini, banyak dukungan yang diperoleh dari berbagai pihak. Untuk itu penulis mengucapkan terimakasih kepada :

1. Ibu, Bapak, serta keluarga yang telah memberi dukungan tiada henti berupa semangat, moral, materi, dan hal lainnya sehingga penulis dapat menyelesaikan Skripsi ini.
2. Bapak Raja Oloan Saut Gurning, ST., M.Sc., Ph.D selaku Dosen Wali penulis selama menjalani proses kuliah di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS.
3. Bapak Prof. Semin, ST., MT., Ph.D selaku Dosen Pembimbing yang telah membimbing penulis dan memotivasi untuk selesainya Skripsi.
4. Bapak Beny Cahyono ST., MT., Ph.D selaku Kepala Laboratorium Marine Power Plant yang selalu memberikan nasehat sehingga penulis dapat menyelesaikan Skripsi.
5. Bapak Dr. Eng. M. Badrus Zaman, ST., MT. selaku Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS.
6. Bapak Nurrafandi selaku Teknisi Laboratorium Marine Power Plant yang sudah sangat membantu dalam proses pengerjaan Skripsi.
7. Bapak Faisal Ibrahim ST. yang tiada henti memberikan ilmu dan membagikan pengalaman kepada penulis dalam penyelesaian Skripsi ini.
8. Bapak dan Ibu dosen Jurusan Teknik Sistem Perkapalan yang telah memberikan ilmu yang sangat bermanfaat.
9. Bapak dan Ibu tenaga pendidik Jurusan Teknik Sistem Perkapalan yang telah memberikan bantuan berupa waktu dan tenaga yang sangat bermanfaat.
10. Alaudin Abdurrahman Al' Rajif sebagai partner yang selalu memberikan motivasi penuh kepada penulis.
11. Teman-teman Anri O'Xhatmi yang senantiasa memberikan dukungan berupa moral secara terus-menerus.
12. Afif, Uyab, Reggi, Pravensa, Hanifan, Koko, AA, Azzam, Ilham, Salvin. Teman-teman di Laboratorium Marine Power Plant serta Laboratorium lain yang tidak dapat disebutkan satu-persatu. Karena telah memberikan bantuan ilmu, tenaga, & semangat dalam penyelesaian Skripsi.
13. Teman-teman angkatan Mercusuar'14 yang telah memberikan dukungan dan motivasi.

Semoga Skripsi ini dapat berguna dan dapat memberi ilmu pengetahuan yang bermanfaat bagi penulis dan pembaca.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	v
LEMBAR PENGESAHAN.....	vii
KATA PENGANTAR.....	xiii
DAFTAR ISI.....	xv
DAFTAR GAMBAR	xvii
DAFTAR TABEL.....	xix
DAFTAR GRAFIK.....	xxi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan Penelitian.....	2
1.5 Manfaat.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 Pendahuluan.....	5
2.2 Air Intake Valve.....	10
2.3 Gas-Oil Fuel Engine	19
2.4 Parameter dalam Performa Mesin	26
2.5 Study pada penelitian sebelumnya.....	29
BAB III METODE PENELITIAN.....	31
3.1 Pengukuran <i>Air Intake Valve</i>	32
3.2 Pembuatan <i>Air Intake Valve</i> dengan penambahan <i>Fixed Fin</i>	33
3.3 Engine Set-up	33
3.4 Eksperimen Pengambilan Data.....	34
3.5 Analisa dan Pembahasan	35
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN.....	37
4.1 Pembuatan Modifikasi <i>Air Intake Valve</i>	37
4.2 Hasil Eksperimen Pertamina DEX.....	39
4.2.1 Analisa Grafik Daya	39
4.2.2 Analisa Grafik Torsi	40
4.2.3 Analisa Grafik SFOC vs Daya pada rpm 1800.....	41
4.2.4 Analisa Grafik SFOC vs Daya pada rpm 1900.....	42
4.2.5 Analisa Grafik SFOC vs Daya pada rpm 2000.....	43
4.2.6 Analisa Grafik SFOC vs Daya pada rpm 2100.....	44
4.2.7 Analisa Grafik SFOC vs Daya pada rpm 2200.....	45
4.2.8 Analisa Grafik SFOC vs Daya Valve tanpa <i>Fixed Fin</i>	46
4.2.9 Analisa Grafik SFOC vs Daya Valve dengan <i>Fixed Fin</i>	47
4.3 Hasil Eksperimen Pertamina DEX + 1 l/m CNG.....	48
4.3.1 Analisa Grafik Daya	48
4.3.2 Analisa Grafik Torsi	49
4.3.3 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 1800	50
4.3.4 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 1900	51
4.3.5 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 2000	52
4.3.6 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 2100	53

4.3.7 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 2200	54
4.3.8 Analisa Grafik SEC vs Daya Valve tanpa <i>Fixed Fin</i>	55
4.3.9 Analisa Grafik SEC vs Daya Valve dengan <i>Fixed Fin</i>	56
4.4 Hasil Eksperimen Pertamina DEX + 2 l/m CNG	57
4.4.1 Analisa Grafik Daya.....	57
4.4.2 Analisa Grafik Torsi.....	58
4.4.3 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 1800	59
4.4.4 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 1900	60
4.4.5 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 2000	61
4.4.6 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 2100	62
4.4.7 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 2200	63
4.4.8 Analisa Grafik SEC vs Daya Valve tanpa <i>Fixed Fin</i>	64
4.4.9 Analisa Grafik SEC vs Daya Valve dengan <i>Fixed Fin</i>	65
4.5 Hasil Eksperimen Pertamina DEX + 3 l/m CNG	66
4.5.1 Analisa Grafik Daya.....	66
4.5.2 Analisa Grafik Torsi.....	67
4.5.3 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 1800	68
4.5.4 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 1900	69
4.5.5 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 2000	70
4.5.6 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 2100	71
4.5.7 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 2200	72
4.5.8 Analisa Grafik SEC vs Daya Valve tanpa <i>Fixed Fin</i>	73
4.5.9 Analisa Grafik SEC vs Daya Valve dengan <i>Fixed Fin</i>	74
4.6 Analisa Perbandingan.....	75
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	81
5.1 Kesimpulan.....	81
5.2 Saran.....	82
DAFTAR PUSTAKA	83
LAMPIRAN.....	86
BIODATA PENULIS	95

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Bentuk Air Intake Valve	13
Gambar 2.2 Dudukan katup (valve sitting)	13
Gambar 2.3 Bagian-bagian katup	14
Gambar 2.4 Ilustrasi aliran turbulan	18
Gambar 2.5 Mekanisme katup	19
Gambar 2.6 Tahapan Langkah pada mesin diesel 4-stroke	20
Gambar 2.7 Skema diagram mesin dual fuel (Sun et al, 2015)	25
Gambar 2.8 Skema diagram mesin diesel HDPI (Wei and Geng, 2016)	25
Gambar 2.9 Skema diagram Hot Surface Assisted Compression Ignition (Wei and Geng, 2016)	26
Gambar 2.10 Grafik Engine's BSFC	29
Gambar 2.11 Grafik Engine's Efficiency	29
Gambar 3.1 Flowchart Metodologi Penelitian	31
Gambar 3.2 Ukuran Air Intake Valve	33
Gambar 3.3 Skema Penelitian	34
Gambar 4.1 Penggambaran plot model fixed fin	37
Gambar 4.2 Hasil pengelasan argon	38
Gambar 4.3 Hasil proses penghalusan	38
Gambar 4.4 Proses pengelasan dan tahap lanjut	39
Gambar 4.5 Perbandingan valve dengan dan tanpa penambahan fixed fin	39

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Table 2.1 Standar Properti Bahan Bakar Diesel	5
Table 2.2 Komposisi Gas Alam	8
Table 2.3 Karakteristik Compressed Natural Gas	9
Table 2.4 Properti physicochemical bahan bakar gas alam dan diesel.....	23

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GRAFIK

Grafik 4.1 Perbandingan daya maksimum pada tiap rpm	40
Grafik 4.2 Perbandingan torsi maksimum pada tiap rpm	41
Grafik 4.3 Grafik SFOC vs Daya pada rpm 1800	42
Grafik 4.4 Grafik SFOC vs Daya pada rpm 1900	43
Grafik 4.5 Grafik SFOC vs Daya pada rpm 2000	44
Grafik 4.6 Grafik SFOC vs Daya pada rpm 2100	45
Grafik 4.7 Grafik SFOC vs Daya pada rpm 2200	46
Grafik 4.8 Grafik SFOC vs Daya air intake valve tanpa fixed fin	47
Grafik 4.9 Grafik SFOC vs Daya air intake valve dengan fixed fin	48
Grafik 4.10 Perbandingan daya maksimum pada tiap rpm penambahan 1 l/m CNG.....	49
Grafik 4.11 Perbandingan torsi maksimum pada tiap rpm penambahan 1 l/m CNG	50
Grafik 4.12 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 1 l/m CNG 1800 rpm	51
Grafik 4.13 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 1 l/m CNG 1900 rpm	52
Grafik 4.14 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 1 l/m CNG 2000 rpm	53
Grafik 4.15 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 1 l/m CNG 2100 rpm	54
Grafik 4.16 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 1 l/m CNG 2200 rpm	55
Grafik 4.17 Grafik SEC vs Daya air intake valve tanpa fixed fin penambahan 1 l/m CNG	56
Grafik 4.18 Grafik SEC vs Daya air intake valve dengan fixed fin penambahan 1 l/m CNG	57
Grafik 4.19 Perbandingan daya maksimum pada tiap rpm penambahan CNG 2 l/m.....	58
Grafik 4.20 Perbandingan torsi maksimum pada tiap rpm penambahan CNG 2 l/m	59
Grafik 4.21 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 2 l/m CNG 1800 rpm	60
Grafik 4.22 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 2 l/m CNG 1900 rpm	61
Grafik 4.23 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 2 l/m CNG 2000 rpm	62
Grafik 4.24 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 2 l/m CNG 2100 rpm	63
Grafik 4.25 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 2 l/m CNG 2200 rpm	64
Grafik 4.26 Grafik SEC vs Daya air intake valve tanpa fixed fin penambahan 2 l/m CNG	65
Grafik 4.27 Grafik SEC vs Daya air intake valve dengan fixed fin penambahan 2 l/m CNG	66
Grafik 4.28 Perbandingan daya maksimum pada tiap rpm penambahan CNG 3 l/m.....	67
Grafik 4.29 Perbandingan torsi maksimum pada tiap rpm penambahan CNG 3 l/m	68
Grafik 4.30 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 3 l/m CNG 1800 rpm	69
Grafik 4.31 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 3 l/m CNG 1900 rpm	70
Grafik 4.32 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 3 l/m CNG 2000 rpm	71
Grafik 4.33 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 3 l/m CNG 2100 rpm	72
Grafik 4.34 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 3 l/m CNG 2200 rpm	73
Grafik 4.35 Grafik SEC vs Daya air intake valve tanpa fixed fin penambahan 3 l/m CNG	74
Grafik 4.36 Grafik SEC vs Daya air intake valve dengan fixed fin penambahan 3 l/m CNG	75
Grafik 4.37 Grafik Daya pada beban maksimum	76
Grafik 4.38 Grafik Torsi pada beban maksimum	77
Grafik 4.39 Grafik SEC beban maksimum putaran 2100 rpm dan 2200 rpm	78

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam dunia industri, industri perkapalan khususnya paling banyak menggunakan mesin penggerak berupa mesin diesel. Namun, kenaikan harga minyak mentah dan pasokannya yang semakin berkurang hingga saat ini, pemakaian mesin diesel akan semakin tidak efisien dikemudian hari. Apabila diamati dengan lebih seksama, kerugian yang dihasilkan akibat dari pemakaian bahan bakar minyak ditinjau dari segi ekonomis dan juga lingkungan. Berdasarkan hal tersebut, pengembangan bahan bakar alternatif semakin gencar dilakukan oleh berbagai pihak sebagai bentuk solusi akibat dampak penggunaan bahan bakar minyak. Bahan bakar alternatif yang dimaksud yaitu sistem bahan bakar ganda, atau lebih dikenal dengan *Gas - Oil Fuel Engine*.

Modifikasi mesin diesel berbahan bakar tunggal menjadi mesin diesel berbahan bakar ganda atau *Gas - Oil Fuel Engine* banyak dilakukan oleh peneliti untuk menyelesaikan permasalahan semakin menipisnya cadangan minyak bumi. Bahkan cadangan minyak bumi yang semakin lama semakin berkurang sudah diproyeksikan akan habis 50 tahun ke depan. Sistem kerja dari *Gas - Oil Fuel Engine* adalah memasukkan BBG (Bahan Bakar Gas) ke dalam ruang bakar bersamaan dengan udara pada saat langkah hisap di intake manifold dan akan ikut terbakar dengan solar sebagai pemantiknya. BBG yang digunakan adalah CNG (*Compressed Natural Gas*). Perlu dihitung nilai kalor dari masing - masing bahan bakar untuk dapat mengkonversi solar ke CNG. Metode yang dapat digunakan adalah berdasarkan GPA Standard dan komposisi atom penyusun CNG. Setelah didapatkan nilai kalor, perlu dianalisa nilai dari Low Explosive Limit dan High Explosion Limit dari CNG untuk mengetahui apakah bahan bakar gas dan oksigen cukup untuk melakukan pembakaran. Spesifikasi dari komponen – komponen yang diperlukan dalam konverter kit ini disesuaikan dengan standar spesifikasi untuk dioperasikan dengan CNG. Pengujian alat ini dapat dilakukan tanpa mengurangi bahan bakar solar dan kemudian ditambahkan dengan CNG.

Apabila dibandingkan dengan sistem bahan bakar tunggal (solar), sistem bahan bakar ganda ini lebih ramah lingkungan. *Dual Fuel System* ini juga dinilai jauh lebih ekonomis. *Dual Fuel System* atau sistem berbahan bakar ganda memiliki hasil pembakaran yang jauh lebih bersih (Ehsan, 2009). Kombinasi bahan bakar yang digunakan pada sistem berbahan bakar ganda ini adalah solar dan gas alam. Jika diterapkan di Indonesia, potensi pemanfaatan gas alam sebagai pengganti bahan bakar minyak seperti solar sangat besar. Hal ini terkait dengan sumber gas di Indonesia yang masih relatif banyak dan belum dimanfaatkan secara maksimal. Jenis gas alam *Compressed Natural Gas* (CNG) yaitu gas alam terkompresi yang mengandung lebih dari 90% metana. Bila ditinjau dari segi harga, CNG jauh lebih murah dibandingkan dengan bahan bakar gas lain karena tidak melalui proses pencairan dan proses lainnya (Clarke, 2012). Oleh karena itu, penerapan sistem berbahan bakar ganda diharapkan mampu menghemat pengeluaran konsumsi bahan bakar serta mengurangi emisi gas buang yang dihasilkan oleh mesin diesel dengan sistem berbahan bakar tunggal.

Untuk mengetahui performa mesin diesel yang menggunakan bahan bakar ganda solar dan CNG (*Compressed Natural Gas*) lebih baik atau tidak, dibandingkan dengan performa mesin diesel dengan bahan bakar originalnya. Berbagai penelitian telah dilakukan dengan pembahasan tentang pengoptimalisasian bahan bakar mesin diesel. Salah satu diantaranya yang sedang dikembangkan saat ini adalah sistem kombinasi bahan bakar antara minyak dengan gas bumi. Pada penelitian sebelumnya, performa mesin diesel dengan menggunakan bahan bakar ganda solar-CNG menghasilkan hasil yang menurun. Pada penelitian sebelumnya dengan mengkombinasikan bahan bakar solar - CNG dengan campuran CNG 10% dan CNG 20% menunjukkan penurunan konsumsi bahan bakar serta kenaikan efisiensi thermal, namun menunjukkan hasil penurunan pada performa mesin. Oleh karena itu, modifikasi dengan penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* diharapkan mampu menjadi dasar dalam penelitian lanjut atau modifikasi untuk mendapatkan performa mesin diesel yang lebih baik.

1.2 Perumusan Masalah

Rumusan masalah yang akan dibahas dalam penelitian, yaitu :

1. Bagaimana membuat modifikasi *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* ?
2. Bagaimana pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve diesel engine* terhadap performa mesin ?
3. Bagaimana pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve gas - oil fuel engine* terhadap performa mesin ?
4. Bagaimana perbandingan modifikasi penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* antara *diesel engine* dengan *gas - oil fuel engine* ?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah dibuat agar lingkup penelitian ini lebih fokus, yaitu :

1. Penelitian dilakukan dengan menggunakan mesin modifikasi *Gas - Oil Fuel Engine Yanmar TF 85 MH Direct Engine Single Cylinder*.
2. Penelitian ini berfokus pada analisa performa mesin.
3. *Gas - Oil Fuel Engine* yang digunakan berbahan bakar solar – CNG.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui pembuatan modifikasi *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin*.
2. Mengetahui pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve diesel engine* terhadap performa mesin.
3. Mengetahui pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve gas - oil fuel engine* terhadap performa mesin.
4. Mengetahui perbandingan modifikasi penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* antara *diesel engine* dengan *gas - oil fuel engine*.

1.5 Manfaat

Manfaat yang diperoleh pada penelitian ini adalah hasil analisa terhadap pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* terhadap performa mesin pada *Gas - Oil Fuel Engine*. Serta perbandingan performa mesin dengan penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* antara *diesel engine* dengan *gas - oil fuel diesel engine* solar-CNG. Sehingga diharapkan dapat meningkatkan performa mesin yang sebelumnya menurun dan semakin optimal serta menjadi studi untuk mengetahui efektivitas *gas - oil fuel diesel engine*.

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pendahuluan

Pengembangan sumber-sumber alternatif dalam rangka mengurangi ketergantungan terhadap bahan bakar minyak (BBM), telah menjadi agenda penting pemerintah yang dituangkan pada Peraturan Presiden Republik Indonesia Nomor 5 Tahun 2006, tentang Kebijakan Energi Nasional. Kebijakan tersebut diterjemahkan dalam bentuk upaya pemberdayaan sumber-sumber energi yang ada. Penggunaan bahan bakar gas (BBG) sebagai sumber energi merupakan salah satu upaya yang banyak dilakukan untuk menggantikan bahan bakar minyak. Bahan bakar gas adalah semua jenis bahan bakar yang berbentuk gas, seperti gas alam dan gas dari minyak bumi. (Mulyatno, 2013)

Solar adalah hasil dari pemanasan minyak bumi antara 105°C-135°C dan merupakan bahan bakar mesin diesel dan merupakan fraksinasi dari minyak bumi. Solar tidak dapat menguap pada suhu tersebut dan bagian minyak bumi lainnya akan terbawa keatas untuk diolah kembali. Umumnya solar mengandung kadar belerang yang cukup tinggi. Kualitas minyak solar dinyatakan dalam bilangan setana, angka setana solar dipasaran adalah 48. *Cetane number* atau tingkatan dari solar adalah satu cara untuk mengontrol bahan bakar solar dalam kemampuan untuk pencegah terjadinya *knocking*. Tingkatan yang lebih besar memiliki kemampuan yang lebih baik.

Bahan bakar solar atau minyak solar adalah bahan bakar yang digunakan untuk mesin diesel putaran tinggi diatas 1000 rpm. Bahan bakar solar disebut juga *High Speed Diesel* (HSD) atau *Automotif Diesel Oil* (ADO). Pada motor diesel penyalanya adalah penyalan kompresi merupakan jenis mesin *Internal Combustion Engine*. Berbeda dengan bensin dimana motor bensin penyalanya menggunakan busi motor, baik dua langkah maupun empat langkah. Minyak solar adalah campuran kompleks hidrokarbon C21-C30, yang mempunyai titik didih 105°C-135°C. mutu minyak solar harus memenuhi batasan sifat-sifat yang tercantum pada spesifikasi dalam segala cuaca. Secara umum minyak solar adalah mudah teratomisasi menjadi butiran-butiran halus, sehingga dapat segera menyala dan terbakar dengan sempurna sesuai dengan kondisi dalam ruang bakar mesin.

Table 2.1 Standar Properti Bahan Bakar Diesel

No	Properties	Satuan / Unit	Limits		Test Methods	
			Min	Maks	ASTM	IP
1	Specific Gravity 60 / 60 °F		0,840	0,920	D-1298	
2	Viscosity Redwood 1 / 100 °F	Secs	35	45	D-445	IP 70
3	Pour Point	°F	-	65	D-97	
4	Sulphur Content	% wt	-	1,5	D-1551 / D-1552	

No	Properties	Satuan / Unit	Limits		Test Methods	
			Min	Maks	ASTM	IP
5	Conradson Carbon Residu	% wt	-	10	D-198	
6	Water Content	% vol	-	0,25	D-95	
7	Sediment	% wt	-	0,02	D-473	
8	Ash	% wt	-	0,02	D-482	
	Netralization Value					
	Strong Acid Number	mgKOH/gr	-	Nil		
9	Flash Point P.M.c.c	°F	150	-	D-93	
10	Colour ASTM		6	-	D-1500	

(Arif *et al*, 2015)

Tabel diatas merupakan standar properti untuk bahan bakar diesel yang harus dipenuhi berdasarkan Surat Keputusan Dirjen Migas No.002/P/DM/MIGAS/1979 tanggal 25 Mei 1979.

Bahan bakar gas yang digunakan adalah *compressed natural gas* (CNG), dimana sebagian besar unsur kimianya terdiri dari methane (CH₄) dan sisanya berupa methane, propane, butane, penthane, dan carbon monoxide. Komposisi dan karakteristik dari gas akan sangat bervariasi dari satu sumber dengan sumber lainnya, dimana hal ini mempengaruhi kondisi stoikiometrinya. Compressed natural gas memiliki beberapa kekurangan, yakni fasenya dalam temperatur ruangan sehingga akan menyulitkan dalam hal penyimpanan dan mobilitas. Selain itu, natural gas memiliki energi persatuan volume (energy density) yang lebih kecil dibandingkan solar, methanol, gasoline, atau bahan bakar hidrokarbon cair lainnya. Gas alam terkompresi (compressed natural gas) adalah alternatif bahan bakar selain bensin atau solar. Di Indonesia, kita mengenal gas CNG sebagai bahan bakar gas (BBG). Bahan bakar ini lebih bersih bila dibandingkan dengan bahan bakar minyak karena emisi gas buangnya yang ramah lingkungan. Gas CNG dibuat dengan melakukan kompresi methane (CH₄) yang diekstrak dari gas alam. Gas CNG merupakan gas alam yang mengalami kompresi agar dapat digunakan sebagai bahan bakar pada kendaraan.(Yoko and Sudarmanta, 2016)

Bahan bakar alternatif yang banyak diaplikasikan dalam modifikasi Dual Fuel Diesel Engine adalah bahan bakar gas, dimana gas (CNG) tersebut dicampurkan dengan udara segar di intake manifold (atau disuntikkan ke dalam silinder) dan dimasukkan ke dalam silinder dan dinyalakan oleh sejumlah kecil bahan bakar diesel ketika piston mendekati akhir langkah kompresi (TMA kompresi). Partikel-partikel bahan bakar halus bercampur dengan udara untuk membentuk campuran yang mudah terbakar yang kemudian menyatu karena suhu tinggi. Ledakan yang menghasilkan pembakaran dari kompresi tersebut kemudian ikut membakar gas secara langsung karena sudah bercampur dengan udara dan solar. (Ehsan, 2012).

Saat ini pemanasan global di bumi dan pencemaran udara atmosfer yang disebabkan oleh mesin pembakaran telah menjadi masalah sosial. Lebih jauh lagi, ketergantungan pada bahan bakar fosil diperkirakan akan berkurang, dan karena itu lebih mahal, karena semakin berkurangnya ketersediaan. Mesin diesel dioperasikan dengan menyuntikkan sedikit diesel sebagai pemicu api saja, Fuel Gas (CNG) sebagai bahan bakar pokok bersama aliran udara melalui mixer di intake port ke mesin pembakaran silinder. Uji performa mesin menggunakan masing-masing dua jenis bahan bakar gas, yaitu propana (C_3H_8) dan hidrogen (H_2), dengan persentase yang bervariasi. Sebagai perbandingan, pengoperasian mesin dengan bahan bakar standar (diesel 100%, single-fuel) juga dilakukan. Uji kinerja ini meliputi analisis tekanan pada silinder, karakteristik emisi gas buang, dan efisiensi termal. Tingkat pelepasan panas (laju pelepasan panas) dihitung dari turunan hasil pengukuran tekanan pada silinder. Akibatnya, telah diketahui bahwa ; emisi gas buang pada kondisi operasi dengan kedua bahan bakar gas (propana dan hidrogen), yang masing-masing menghasilkan asap (asap atau jelaga atau partikel beraspal, PM), hidrokarbon (HC), karbon monoksida (CO), karbon dioksida (CO_2) dan nitrogen oksida (NO_x), yang menurun secara signifikan, namun efisiensi termal menurun. (Arifin Siagian and Mawardi Silaban, 2011)

Perkembangan yang terjadi di lapangan ini selama lima tahun sebelumnya, dari tahun 2010 sampai tahun 2015. Dan, seperti yang diamati, banyak penelitian menunjukkan bahwa ada penurunan emisi yang signifikan dalam keberadaan CNG-Diesel dan bahan bakar alternatif lainnya bila dibandingkan dengan mesin diesel konvensional. (Aris, 2015).

Karakteristik kinerja yang ditingkatkan dari teknologi transportasi CNG menawarkan sejumlah aplikasi dimana bentuk transportasi dan penyimpanan metana lainnya berada di luar kelayakan ekonomi. Pengumpulan gas pusat minyak tersebar kecil atau bahkan sumber gas kecil adalah contoh bagus untuk penerapan silinder CNG. Dalam kasus pertama harga gas bisa dengan mudah menurun mengingat alternatif yang bersifat solutif. Setelah pemisahan gas dan pembersihan, kompresor akan mengisi silinder yang kemudian akan secara berkala ditukar. Gas yang terkumpul bisa diangkut dengan trailer tabung atau kapal ke stasiun pusat dan dimasukkan ke dalam grid atau langsung dijual ke industri, komersial dan pelanggan perumahan. Pengolahan dan pemanfaatan yang tidak cukup rumit membuat CNG menjadi salah satu potensi besar untuk energi alternatif. (Rogner, 1988).

Compressed Natural Gas (CNG) (metana yang disimpan pada tekanan tinggi) adalah bahan bakar yang bisa digunakan menggantikan bensin (bensin), bahan bakar diesel dan propana / elpiji. Pembakaran CNG menghasilkan lebih sedikit gas yang tidak dikehendaki dibanding bahan bakar yang disebutkan di atas. Ini lebih aman daripada bahan bakar lain jika terjadi tumpahan, karena gas alam lebih ringan daripada udara dan menyebar dengan cepat saat dilepaskan. CNG dapat ditemukan di atas deposit minyak, atau dapat dikumpulkan dari tempat pembuangan sampah atau pabrik pengolahan air limbah yang biasa dikenal sebagai biogas. CNG dibuat dengan mengompres gas alam (yang terutama terdiri dari metana, CH_4), sampai kurang dari 1 persen dari volume yang ditempatinya pada tekanan atmosfer standar. Ini disimpan dan didistribusikan dalam

wadah keras pada tekanan 20-25 MPa (2.900-3.600 psi), biasanya berbentuk silinder atau bulat.

Gas alam merupakan gas dengan komposisi utama adalah metana (CH_4). Selain itu, terkandung pula propana, butana, iso-butana dan gas lainnya dalam jumlah kecil. Biasanya kandungan gas metana lebih dari 90-98% pada gas alam, bergantung pada lokasi sumber dan proses pengolahan gas alam. Komposisi dan komponen dari sumber-sumber gas alam tergantung pada kondisi geologi dan proses produksi. Ini berarti bahwa jika sumur produksi gas alam yang berbeda, maka komposisi gas alam yang dihasilkan juga berbeda. Tabel 2.1 menunjukkan komposisi kandungan gas alam.

Table 2.2 Komposisi Gas Alam

<i>Component</i>	<i>Typical Analysis (vol%)</i>	<i>Range (vol%)</i>
<i>Methane</i>	94.9	87-96
<i>Ethane</i>	2.5	1.8-5.1
<i>Propane</i>	0.2	0.1-1.5
<i>Isobutane</i>	0.03	0.01-0.3
<i>n-Butane</i>	0.03	0.01-0.3
<i>Isopentane</i>	0.01	Trace to 0.14
<i>n-Pentane</i>	0.01	Trace to 0.14
<i>Hexane</i>	0.01	Trace to 0.06
<i>Nitrogen</i>	1.6	1.3-5.6
<i>Carbondioxide</i>	0.7	0.1-1.0
<i>Oxygen</i>	0.02	0.01-0.1
<i>Hydrogen</i>	Trace	Trace to 0.02

(Wei *et al*, 2016)

CNG adalah mode transportasi yang lebih murah daripada diesel dan bahkan memberi rata-rata lebih tinggi pada mobil. Bahan bakar alternatif untuk kendaraan bermotor; dianggap sebagai salah satu yang terbersih karena emisi hidrokarbon rendah dan uapnya relatif non-ozon. Polusi menjadi perhatian utama di kota-kota besar dan daerah perkotaan yang luas di seluruh dunia. Kontributor utama polusi udara adalah polusi kendaraan. Telah diketahui dengan baik bahwa polusi udara yang dikaitkan dengan lalu lintas jalan bervariasi karena faktor yang berbeda seperti bahan bakar yang digunakan, teknologi mesin, kondisi mengemudi, perangkat kontrol emisi dan kondisi meteorologi. Penyumbang utama emisi polusi adalah jenis bahan bakar yang digunakan

karena mempengaruhi sebagian besar faktor yang tersisa. CNG diperkenalkan sebagai bahan bakar alternatif di New Delhi pada akhir tahun sembilan puluhan karena terpilih sebagai salah satu kota paling tercemar di Asia, dengan kendaraan menyumbang 70% dari emisi polusi dan tingkat polusi melebihi standar Organisasi Kesehatan Dunia hampir lima kali.(Narain and Krupnick, 2007)

Selama seratus tahun terakhir ini dunia mengandalkan minyak sebagai bahan bakar utama untuk kendaraan, dan ketergantungan ini telah mendorong kita ke sebuah sudut. Banyak orang telah memperkenalkan solusi untuk ketergantungan ini, tapi sayangnya, tidak ada yang dimasukkan ke dalam penggunaan dunia nyata. Solusi ini termasuk Listrik, Hidrogen, Alkohol, dan banyak lainnya. Semua telah dianalisis dan diteliti dengan cermat sejak diperkenalkannya mereka dan banyak memiliki manfaat besar untuk minyak tetapi tidak ada yang bisa digunakan dalam skala besar. Ini adalah hasil terutama dari perusahaan minyak besar dan produsen mobil, yang memiliki bobot berat dalam politik, yang sangat berpuas diri untuk melakukan peralihan besar. Rasa puas diri ini telah menyebabkan dunia terus-menerus menggunakan dan memproses minyak tanpa henti menghabiskan hampir semua cadangan di seluruh dunia. Sekarang masa pakai minyak yang diproyeksikan telah berubah menjadi kurang dari lima puluh tahun lagi sebelum semua minyak dikonsumsi. Orang akhirnya menyadari fakta ini dan ingin membuat perubahan tapi mereka tidak tahu harus mulai dari mana. CNG (*Compressed Natural Gas*) adalah alternatif lain untuk gas yang belum ditangani hampir sama seperti solusi lainnya. CNG memiliki banyak manfaat dan hampir tidak ada hal negatif yang memberikan alasan sempurna untuk menjadi bahan bakar berikutnya bagi dunia kita untuk diandalkan. Alternatif pertama yang menerima sambutan hangat tapi kemudian kehilangan uap dengan cepat adalah kendaraan listrik yang hanya menggunakan listrik. Mobil-mobil ini terdengar hebat karena berbagai alasan. Bahan bakarnya jauh lebih murah dan bersih total. (Imran *et al.*, 2004).

Table 2.3 Karakteristik Compressed Natural Gas

<i>Properties</i>	<i>Value</i>
<i>Density (kg/m³)</i>	0,72
<i>Flammability limits (volume % in air)</i>	4,3-15
<i>Flammability limits (Ø)</i>	0,4-1,6
<i>Autoignition temperature in air (°C)</i>	723
<i>Minimum ignition energy (mJ)</i>	0.28
<i>Flame velocity (ms-1)</i>	0.38
<i>Adiabatic flame temperature (K)</i>	2214
<i>Quenching distance (mm)</i>	2.1
<i>Stoichiometric fuel/air mass ratio</i>	0.058

<i>Stoichiometric volume fraction (%)</i>	9.48
<i>Lower heating value (MJ/kg)</i>	45.8
<i>Heat of combustion (MJ/kg air)</i>	2.9

(Arif *et al*, 2015)

Untuk mencegah polusi yang dihasilkan oleh kapal, pada tahun 1997 *International Maritime Organization* (IMO) mengeluarkan *MARPOL Annex VI* untuk membatasi polusi udara akibat gas buang yang dihasilkan kapal, terutama pembatasan emisi gas NO_x, SO_x, CO₂ dan *Particular Matter* (PM). Menurut Ohashi (2015), IMO telah mengamandemen peraturan penurunan emisi gas buang yang dihasilkan oleh kapal dan direncanakan akan digunakan hingga tahun 2025 mendatang. *Energy Efficiency Design Index* (EEDI) yang diterapkan sejak tahun 2013 direncanakan dapat menekan jumlah emisi CO₂ yang dapat menyebabkan efek rumah kaca sebesar 20% hingga tahun 2025. Tier 3 mengatur jumlah emisi NO_x yang dihasilkan kapal berkisar pada 2-3.4 g/kWh, EPA Tier 4 mengatur jumlah emisi PM sebesar 0.03 g/kWh dan pengaturan jumlah emisi SO_x dibedakan menjadi 2 berdasarkan wilayahnya, yaitu *Emission Control Area* sebesar 0.1% dan *Non Emission Control Area* sebesar 0.5% dari jumlah total emisi gas buang yang dihasilkan kapal.

Untuk memenuhi standard yang ditetapkan IMO tersebut, mengaplikasi gas alam sebagai bahan bakar alternatif pada mesin diesel adalah salah satu solusinya karena efektif menurunkan emisi SO_x, NO_x, PM dan CO₂ sekaligus (Elgohari *et al*, 2014 ; Ohashi, 2015). Gas alam adalah bahan bakar alternatif dengan komponen penyusun utama berupa gas metana (CH₄) dengan komposisi 87-96% (Semin *et al*, 2008 ; Wei *et al*, 2016 ; Wang *et al*, 2016), dan sisanya berupa komponen lain, seperti etana, propana, n-butana, isobutana, n-pentana, isopentana, heksana, CO₂, Nitrogen, O₂, dan sedikit kandungan hidrogen. Ketersediaan cadangan gas di alam masih melimpah dengan harga yang relatif lebih murah bila dibandingkan dengan bensin dan solar, namun pemanfaatannya belum dilakukan secara optimal (Semin, 2008 ; Arif, 2015).

2.2 Air Intake Valve

Untuk meningkatkan kemampuan mesin diesel dalam menghasilkan daya, dewasa ini banyak sekali dilakukan pemodifikasian pada bagian-bagian mesin diesel. Modifikasi yang dalam artian membuat perubahan bentuk pada beberapa bagian elemen mesin diesel, sedikit banyak cukup mampu untuk meningkatkan kinerja atau performa mesin. Modifikasi yang dilakukan bisa berupa pengurangan bobot pada roda gila (fly wheel) yang mengakibatkan terjadinya peningkatan putaran motor, mengurangi ketinggian silinder head yang bertujuan untuk meningkatkan rasio kompresi pada ruang bakar yang nantinya akan meningkatkan juga daya keluaran mesin. Selain kedua jenis modifikasi tersebut terdapat metode pemodifikasian yang relatif mudah untuk dilakukan, yaitu membuat perubahan di bagian intake manifold pada mesin diesel. Adapun perubahan yang bisa dilakukan pada intake manifold ini adalah pemberian ulir pada permukaan dalam intake manifold dengan panjang gelombang ulir yang menentukan perlakuan

perubahan bentuk berupa pemberian ulir pada permukaan dalam intake manifold diharapkan akan menghasilkan proses pembakaran yang terjadi pada silinder/ruang bakar mesin diesel akan lebih sempurna. Hal ini akan tampak dari pengaruh pemberian ulir pada permukaan dalam intake manifold yang mengakibatkan aliran udara yang masuk ke dalam silinder bersifat turbulen (*Swirl Flow*).

Belakangan telah ada penelitian mengenai perubahan bentuk pada intake manifold mesin diesel yang memang terbukti telah mampu meningkatkan performa mesin. Akan tetapi perubahan yang dilakukan terbatas pada perbesaran diameter sisi inlet yang juga akan memperbesar sudut masuk inlet intake manifold itu sendiri. Berdasarkan penelitian terdahulu, maka dilakukan penelitian lebih lanjut dengan menambahkan ulir pada permukaan dalam intake manifold mesin diesel. Pengaturan suplai udara ke dalam ruang bakar merupakan salah satu aspek penting yang sangat mampu mempengaruhi emisi gas buang, efisiensi bahan bakar dan performa mesin. Mengatur udara yang dibutuhkan untuk pembakaran adalah proses yang digunakan untuk memastikan bahwa udara benar disuplai masuk ke dalam ruang bakar dalam semua kondisi operasi mesin. Pada mesin, konfigurasi sistem intake sangat berperan penting dalam menentukan baik tidaknya suatu performa mesin. Intake manifold merupakan salah satu komponen terpenting pada mesin diesel sebab intake manifold merupakan saluran pemasukan udara. Udara sangat dibutuhkan pada saat pembakaran di combustion chamber sehingga intake manifold memegang peranan penting untuk pemasukan udara bebas dari lingkungan. Pada intake manifold terdapat berbagai komponen penyusun yang salah satunya intrunner valve yang merupakan lubang pemasukan udara bagian dalam sebelum udara masuk ke ruang pembakaran. (Sinaga, Sanuri and Zuhdi, 2014)

Banyaknya udara yang dapat masuk ke ruang bakar sangat mempengaruhi performa mesin diesel. Jumlah volume udara yang masuk ke dalam silinder pada saat langkah hisap secara teoritis sama dengan volume langkah torak dari titik mati atas sampai titik mati bawah. Kenyataannya, terdapat beberapa penyimpangan yang menyebabkan volume udara yang masuk ke dalam silinder lebih kecil dari volume langkah torak. Penyimpangan itu antara lain disebabkan oleh beberapa faktor seperti tekanan udara, temperatur udara, sisa – sisa gas bekas, panjang saluran dan bentuk saluran. Besarnya volume udara yang sebenarnya masuk ke dalam silinder dapat dinyatakan dalam suatu angka perbandingan antara volume udara yang masuk dengan volume langkah torak dari titik mati atas sampai titik mati bawah. Angka ini selanjutnya disebut dengan “Efisiensi Volumetrik”. Bila harga dari efisiensi volumetrik semakin besar maka semakin banyak udara yang masuk ke dalam silinder. Hal ini berarti akan semakin besar pula daya yang dihasilkan oleh mesin tersebut.

Kepala silinder motor diesel dilengkapi dengan mekanisme katup. Katup yang dipasang pada kepala silinder terdiri dari katup masuk dan katup buang. Katup masuk adalah katup yang digunakan untuk membuka dan menutup saluran masuk sehingga udara dapat masuk ke dalam silinder, jadi dengan kata lain yang menentukan banyaknya udara yang masuk ke ruang bakar adalah besarnya celah katup masuk. Jika celah katup masuk disetel rapat maka katup akan membuka lebih awal dan menutupnya lebih lama yang artinya seluruh langkah isap mendapat laluan katup penuh sehingga pengisapan

membutuhkan kerja lebih sedikit dan ruang bakar dapat diisi dengan udara yang lebih banyak (efisiensi volumetriknya tinggi), sedangkan katup buang adalah katup yang digunakan untuk membuka dan menutup saluran pembuangan sehingga gas buang dapat keluar dari dalam ruang bakar. (Sampurno, 2006)

Mekanisme penggerak katup digunakan untuk menunjukkan kombinasi dari seluruh bagian yang mengendalikan pemasukan udara pengisian dan pengeluaran gas buang dari dalam mesin empat langkah. Ada dua macam mekanisme penggerak katup yang dipakai pada motor saat ini yaitu sistem katup pada kepala atau *Over Head Valve (OHV)* dan sistem poros nok pada kepala silinder atau *Over Head Cam (OHC)*, untuk yang kedua ini masih dibagi menjadi dua jenis yaitu jenis satu poros nok atau *Single Over Head Cam (SOHC)* dan jenis dua poros nok yang disebut *Double Over Head Cam (DOHC)*.

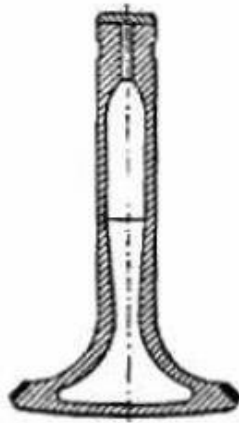
Jenis katup pada kepala (*OHV*) adalah mekanisme penggerak katup dimana poros nok berada pada blok silinder sehingga untuk menggerakkan katup diperlukan beberapa perantara yaitu tappet (*valve lifter*), batang penekan (*push rod*) dan pelatuk (*rocker arm*), sedang untuk jenis katup sistem poros nok pada kepala silinder (*OHC*) baik yang satu poros nok atau dua poros nok memerlukan perantara yang lebih sederhana yaitu dari poros nok (*cam shaft*) langsung ke pelatuk terus ke katup, bahkan ada yang dari poros nok langsung menggerakkan katup tanpa pelatuk.

Katup merupakan bagian suatu komponen yang memiliki mekanisme mengatur membuka dan menutup udara masuk dan keluar, dalam hal ini di dalam ruang bakar (*combustion chamber*). Katup adalah suatu alat dinamis yang terbuat dari logam yang tahan suhu tinggi yang terpasang pada kepala silinder. Katup yang dipasang pada kepala silinder terdiri dari katup masuk dan katup buang. Katup masuk adalah katup yang digunakan untuk membuka dan menutup saluran masuk sehingga udara dapat masuk ke dalam silinder, sedang katup buang adalah katup yang digunakan untuk membuka dan menutup saluran pembuangan sehingga gas bekas pembakaran dapat terbuang keluar dari dalam ruang bakar. Setiap silinder mempunyai satu katup masuk dan satu katup buang, namun demikian ada juga mobil dengan empat buah katup pada setiap silindernya bahkan ada yang sampai enam buah katup. (Pratama and Ariana, 2008).

Adapun mekanisme katup terdiri dari :

a. Bahan :

Dibuat dari bahan paduan besi dan baja dengan elemen lain, umpama dengan zat arang, silicon, chrome nikel, wolfram, mangan. Untuk katup masuk (*intake valve*) terbuat dari paduan chrome nikel dan untuk katup buang (*exhaust valve*) terbuat dari paduan baja silicon.



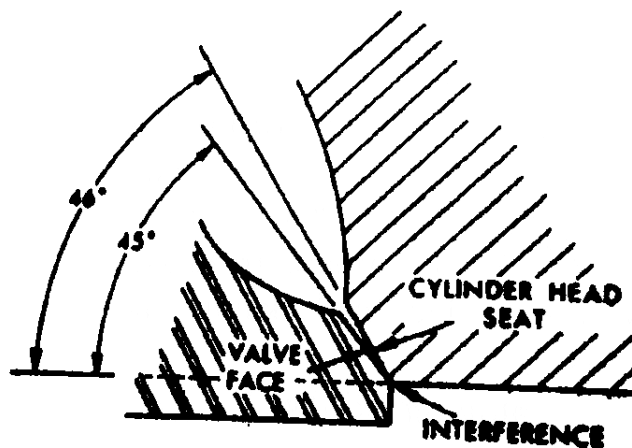
Gambar 2.1 Bentuk Air Intake Valve (Pratama, 2008)

b. Guna :

1. Membuka dan menutup pintu pemasukan gas / udara dan membuang sisa-sisa gas yang telah terbakar pada saat yang telah ditentukan.
2. Mencegah kebocoran kompresi dan letupan pembakaran.

c. Ketentuan dan syarat daripada katup :

1. Harus ringan dan mempunyai bentuk kerucut 45° atau 30° pada tempat kedudukan katup (*valve sitting*).
2. Harus kuat dan tahan getaran tinggi.
3. Tahan lama dalam pemakaian dan bila katup tertutup, maka katup akan menempel rapat pada kedudukan katup.



Gambar 2.2 Dudukan katup (valve sitting) (Pratama, 2008)

d. Jenis katup :

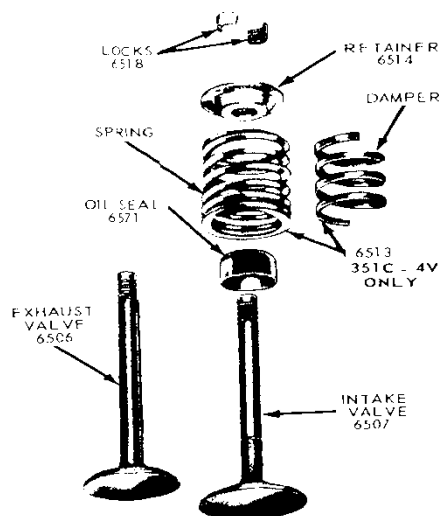
1. Katup masuk (*Intake Valve*) :

Katup yang digunakan sebagai pintu pemasukan udara / gas untuk membekali mesin dari saluran masuk. Piring katup dibuat tipis supaya meringankan beban putaran pada poros bubungan. Ciri – ciri katup masuk biasanya memiliki diameter yang lebih besar daripada katup buang, memiliki tanda IN dan mudah ditarik dengan magnet.

2. Katup buang (*exhaust Valve*) :

Katup yang digunakan sebagai pintu pembuangan sisa-sisa gas pembakaran dari dalam ruang bakar ke saluran buang. Piringan katup dibuat lebih tebal daripada piringan katup masuk, supaya tahan panas dan tidak mudah berubah bentuk. Ciri – ciri katup buang biasanya memiliki diameter yang lebih kecil daripada katup masuk, memiliki tanda EX dan sukar ditarik dengan magnet sebab campuran nikel banyak sekali.

e. Bagian-bagian dari katup :



Gambar 2.3 Bagian-bagian katup (Pratama, 2008)

Keterangan gambar :

1. Katup masuk (*Intake Valve*)
2. Katup buang (*Exhaust Valve*)
3. Pegas katup (*Spring*)
4. Pegas pembantu (*Damper*)
5. Penahan pegas katup (*Retainer*)
6. Seal oli (*Oil Seal*)

7. Kunci penahan pegas (*Locks*)

Penjelasan tentang bukaan katup (Pratama and Ariana, 2008) :

Luas orifice dapat didefinisikan sebagai suatu curtain area A_c

$$A_c = \pi \times D_v \times L_v$$

Dimana :

A_c : luas orifice

D_v : diameter katup

L_v : bukaan katup aksial

$$C_d = \frac{A_e}{A_c}$$

Dimana :

C_d : discharge coefficient

A_e : effective area

Yang merupakan sebagai outlet dari suatu ideal frictionless nozzle yang akan melewati aliran yang sama dengan pressure drop yang sama dengan aliran yang memiliki tekanan konstan pada bagian upstream dan downstream. Untuk suatu geometri yang ditentukan, discharge coefficient akan bervariasi terhadap katup dan laju aliran. Nilai ini secara umum dapat dinyatakan sebagai non dimensional valve lift (L_v / D_v) dan bilangan Reynolds (Re).

$$Re = \frac{\rho V x}{M}$$

Untuk katup inlet dalam praktek umumnya diasumsikan compressible flow, karena pressure drop yang terjadi lebih kecil, maka kecepatan idealnya menjadi

$$V_o = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

Luas daerah aliran katup sesaat tergantung pada bukaan katup dan geometri yang detail dari kepala katup, dudukan katup dan tangkai katup ada tiga perbedaan pada keadaan yang berbeda terhadap luas daerah aliran menurut pertambahan bukaan katup yang secara detail dijelaskan oleh Heywood 1988. Pada bukaan katup kecil, luas daerah aliran minimum merupakan suatu frustrum dari right circular cone. Dimana bidang kerucut berada antara katup dan dudukan katup yang tegak lurus terhadap dudukan katup. Pada kondisi ini didefinisikan :

$$\frac{\omega}{\sin \beta \cos \beta} > Lv > 0$$

dan luasan daerah minimum aliran :

$$Am = \pi Lv \cos \beta > (Dv - 2\omega + \frac{Lv}{2} \sin 2\beta)$$

Dimana :

β : sudut dudukan katup

ω : lebar dudukan katup (perbedaan antara radius dalam dan luar dudukan katup)

Lv : bukaan katup

Dv : diameter kepala katup (diameter terluar dari dudukan katup)

Pada bukaan katup intermediet, luas bidang minimum merupakan bidang miring pada frustrum dari right circular cone, tetapi permukaan ini tidak lagi tegak lurus terhadap dudukan katup, sudut dasar dari kerucut meningkat dari $(90 - \beta)^\circ$ menuju suatu bentuk silinder 90° , untuk kondisi ini :

$$\frac{\omega}{\sin \beta \cos \beta} < Lv \leq \omega \tan \beta + \sqrt{\left(\frac{D^2 p - D^2 s}{4Dm}\right) - \omega^2}$$

dan luas bidang aliran minimum :

$$Am = \pi Dm \sqrt{(Lv - \omega \tan \beta)^2 + \omega^2}$$

Dimana :

Dp : diameter port

Ds : diameter tangkai katup

Dm : diameter rata-rata dudukan katup ($Dv - \omega$)

Pada bukaan katup besar, luas bidang aliran minimum tidak lagi berada diantara kepala katup dan dudukan katup. Tetapi pada luas bidang aliran port dikurangi luas penampang tangkai katup. Pada kondisi ini :

$$Lv > \omega \tan \beta + \sqrt{\left(\frac{D^2 p - D^2 s}{4Dm}\right) - \omega^2}$$

dan luas bidang aliran minimum :

$$Am = \pi/4 (D^2 p - D^2 s)$$

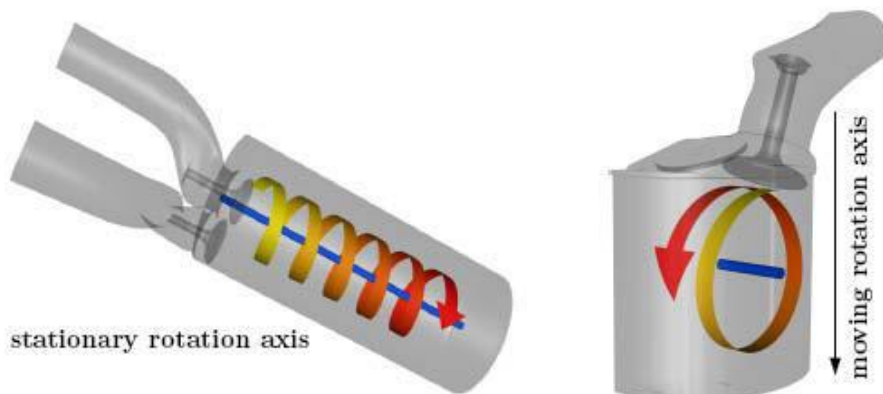
Pada bukaan katup kecil, aliran campuran bahan bakar dan udara mengisi ruang diantara katup dan dudukan katup serta tetap berusaha mengikuti kontur ruang yang ada. Pada bukaan katup sedang aliran akan pecah dan menjauh dari kedua permukaan. Titik transisi akan tergantung pada katup pada keadaan terbuka atau tertutup. (Pratama and Ariana, 2008).

Valve atau katup merupakan bagian komponen yang sangat penting dalam motor bakar dalam dimana berperan penting dalam jalur masuknya udara dan jalur keluarnya emisi ataj gas buang dari dalam ruang bakar atau *combustion chamber*. Proses dan prinsip kerja katup ini memiliki efek dan dampak secara langsung terhadap parameter performa mesin (power, torque, konsumsi bahan bakar) dan juga emisi gas buang. *Stress* yang terjadi dan diterima oleh katup selama lifetime kerja nya dan dipengaruhi oleh *valve train dynamics* dan tekanan proses pembakaran. Selama proses pembakaran terjadi, temperatur yang diterima oleh katup mencapai sekitar 550°C . sedangkan temperatur pada katup *exhaust* bisa mencapai sekitar 700°C - 900°C. Karena proses ini berlangsung secara kerja alami, katup terfokuskan pada tekanan dan beban *stress* yang diberikan terhadap *camshaft*. Sehingga material katup dapat mengalami kerusakan berupa *fatigue strength stress*. Kerusakan pada katup dapat terjadi dalam 3 kasus. Yang pertama dapat terjadi pada area kepala katup dimana disebabkan oleh *radial cracks* yang terjadi akibat perbedaan suhu yang sangat tinggi. Hal ini biasa disebut dengan *thermal fatigue failure*. Yang kedua dapat terjadi pada area sekitar dudukan katup dimana disebabkan oleh *transversal cracks*. karena pengaruh *mechanical bending stresses*. Sedangkan kasus yang ketiga biasa terjadi pada area *groove* yang diakibatkan oleh konsentrasi *stress* yang terjadi akibat tekanan kerja yang tinggi. Fenomena oksidasi dan korosi juga dapat menyebabkan kerusakan pada katup di dalam mesin. (Azadi, Roozban and Mafi, 2013)

Aliran udara turbulan yang dapat berupa *swirl ratio* memiliki hubungan dengan temperatur serta turbulensi aliran itu sendiri. Parameter ini memiliki peranan penting dalam menjelaskan pola pembakaran dan emisi pada mesin. Pada mesin diesel, aliran *swirl* digunakan untuk mempercepat pencampuran udara yang masuk dengan bahan bakar yang diinjeksikan oleh injektor bahan bakar. Turbulansi itu sendiri merupakan keadaan aliran fluida yang bersifat acak. Kecepatan fluida di suatu titik selalu berubah-ubah terhadap waktu. Pada aliran ini secara kontinu berbentuk pusaran-pusaran besar yang kemudian terpecah menjadi pusaran-pusaran lebih kecil dan akhirnya menghilang. Partikel-partikel fluida yang semula berjauhan dapat dibawa saling mendekati karena adanya pusaran pada aliran turbulansi. Sebagai konsekuensinya pertukaran panas, massa, dan momentum menjadi sangat efektif. Pencampuran yang efektif ini akan menyebabkan

koefisien difusi yang besar untuk perpindahan massa dan momentum panas, tetapi kehilangan energi pada aliran turbulan juga akan lebih besar daripada aliran laminar. Hal ini terjadi karena pusaran-pusaran yang terjadi melakukan kerja melawan viscous stress sehingga energi yang terkandung dalam putaran akan terdisipasi menjadi panas.

Swirl merupakan bentuk aliran yang berotasi serta mempunyai gerakan kearah aksial terhadap sumbu pusatnya atau juga dapat dikatakan sebagai aliran yang terpelintir. Dalam motor pembakaran dalam, *swirl* merupakan suatu cara yang digunakan untuk membuat campuran antara bahan bakar dan udara merata. *Swirl* dihasilkan saat udara masuk dalam ruang bakar pada saat langkah hisap dengan momentum angular awal. Pada mesin diesel, *swirl* juga digunakan untuk mempercepat pencampuran bahan bakar dengan udara yang masuk. Salah satu cara untuk mencapai turbulensi ataupun *swirl* dalam ruang bakar maka diperlukan treatment khusus salah satunya dengan memberikan berbagai bentuk sirip pada katup masuk (*intake valve*) yang diharapkan dapat mengarahkan udara yang masuk pada ruang bakar menjadi lebih turbulan. (Pratama and Ariana, 2008).

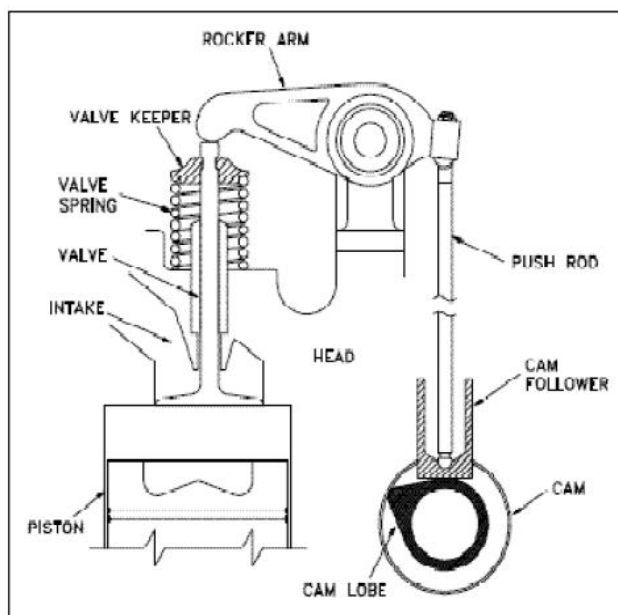


Gambar 2.4 Ilustrasi aliran turbulan (Martins, 2009)

Mekanisme katup adalah pengaturan berbagai komponen yang mengontrol masukan dan proses pembuangan. Operasi pembukaan tepat waktu dan penutupan katup masuk dan keluar disesuaikan dengan urutan penembakan atau penginjeksian silinder dan dilakukan melalui mekanisme katup. Di setiap siklus dari operasi, proses masukan dan pembuangan berlangsung dalam rentang waktu yang singkat. Katup komponen memiliki mekanisme bekerja pada kecepatan tinggi dan berubah-ubah. Beberapa komponen harus tahan terhadap suhu yang sangat tinggi. Oleh karena itu komponen dan mekanisme katup memiliki banyak sekali inersia dan tekanan termal. Komponen ini juga memiliki pelumasan yang tidak baik, sehingga menghasilkan peningkatan keausan dan berpengaruh terhadap distribusi gas yang benar. Persyaratan utama mekanisme katup adalah waktu yang akurat, area yang cukup besar untuk aliran gas, dimana dimaksud area ini adalah jalur terbatas minimum untuk aliran udara segar, sedikit getaran, kebisingan

lebih rendah, dapat diandalkan, masa pakai yang lama atau *long lifetime*, struktur sederhana dan perawatan mudah.

Baik katup buang dan katup inlet merupakan komponen penting dari mesin bakar dalam (*Internal Combustion*) dan yang mengendalikan aliran udara segar dan gas yang terbakar masuk dan keluar dari silinder mesin. Dalam mesin diesel empat langkah selama katup hisap, langkah hisap tetap dalam kondisi terbuka yang memungkinkan aliran udara segar di dalam ruang bakar dan katup buang disimpan tertutup. Dalam langkah kompresi, kedua katup tetap ada dan dalam keadaan tertutup. Pada akhir langkah buang, katup buang dibuka untuk menghilangkan gas yang terbakar di dalam ruang pembakaran. Seluruh operasi ini dilakukan oleh mekanisme katup. Mekanisme katup terdiri dari komponen seperti katup, lembaran katup, panduan katup, segel katup, katup pegas, pengikut dan lain-lain. Komponen-komponen ini dipasang dengan benar di kepala silinder. Mekanisme katup juga terdiri dari rocker lever, push rod, tappet, dan camshaft. Gambar 2.9 menunjukkan konstruksi dalam mekanisme katup. (Lavhale and Salunke, 2014)



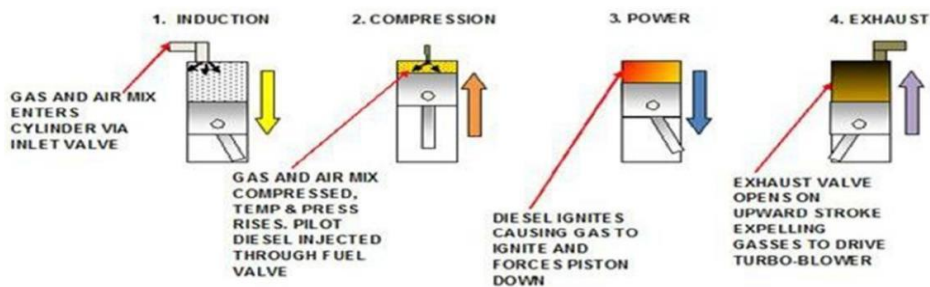
Gambar 2.5 Mekanisme katup (Sampurno, 2006)

2.3 Gas-Oil Fuel Engine

Teknologi mesin konvensional yang semakin modern dengan tujuan untuk mencapai efisiensi yang paling tinggi sehingga muncul berbagai jenis *engine*. Efisiensi tertinggi yang masih belum bisa tercapai menyebabkan perlunya terus berinovasi untuk memperbaiki kekurangan-kekurangan yang masih mungkin untuk kondisi yang lebih baik. Salah satu bentuk inovasi yang telah dibuat adalah jenis *dual-fuel engine*. *Dual-fuel engine* merupakan salah satu penelitian yang dianggap dapat menutupi beberapa kekurangan dari jenis mesin konvensional yang lain. Penelitian terhadap *dual-fuel engine*

ini telah banyak dilakukan. *Dual-fuel engine* dapat meningkatkan efisiensi mesin dan juga menghasilkan emisi yang lebih rendah dibandingkan mesin konvensional lainnya. (Hidayat *et al.*, 2013).

Konversi mesin diesel menjadi mesin diesel berbahan bakar ganda dengan menggunakan solar – CNG dan beroperasi dengan cara yang sama seperti mesin diesel asli, hasil campuran gas / diesel mencapai suhu operasi mesin yang optimal.



Gambar 2.6 Tahapan Langkah pada mesin diesel 4-stroke (Arifin, 2011)

1. Langkah Hisap

Saat piston turun ke silinder, sejumlah gas tertentu diinjeksikan ke inlet udara manifold dan tersedot ke dalam silinder sebagai campuran gas / udara bersamaan dengan injeksi CNG.

2. Langkah Kompresi

Piston terus turun sampai mencapai TMB (Titik Mati Bawah) kemudian naik kembali menuju silinder, menekan udara / gas dan menaikkan suhunya. Sebelum pada posisi TMA (Titik Mati Atas), sejumlah bahan bakar solar disuntikkan ke dalam ruang bakar.

3. Langkah Tenaga

Sejumlah bahan bakar solar terbakar menjadi ratusan kecil percikan api karena kompresi pembakaran. Hal ini padam memicu pembakaran gas alam yang menggerakkan piston kembali turun ke silinder.

4. Langkah Buang

Piston kembali ke posisi TMB dan saat naik silinder, katup buang membuka dan mengeluarkan gas buang melalui knalpot gas ke turbin pengisian *turbocharged*.

Pada modifikasi motor diesel normal menjadi dual fuel, udara murni yang dihisap akan dicampurkan dengan gas, sehingga hanya sedikit volume solar yang dibutuhkan supaya terjadi ledakan. Motor diesel bahan bakar campuran gas kebanyakan menggunakan intake valve untuk memasukan gas bersamaan dengan udara murni. Pengoperasian dengan mode dual fuel ini dapat mengurangi emisi-emisi oksida nitrogen

(NO_x) mendekati 85%. Selain itu, pada saat beroperasi dengan gas alam dan bahan bakar berka-dar belerang rendah, motor-motor diesel berbahan bakar ganda menghasilkan level-level kandungan SO_x dan arang nyaris nol. (ABS, 2012).

Pada sistem *single fuel*, mesin diesel bekerja dengan mengisap udara murni dari luar. Akan tetapi untuk sistem *dual fuel*, yang masuk ke dalam ruang bakar tidak hanya udara murni. Udara tersebut akan masuk bersamaan dengan sejumlah bahan bakar gas. Mekanisme pencampuran udara dan bahan bakar gas tersebut dapat terjadi di dalam *mixer/blender* yang berbentuk venturi atau dengan menggunakan injektor gas yang bertekanan tinggi yang langsung menginjeksikan gas ke ruang bakar, serta menggunakan injektor gas bertekanan rendah yang diletakkan di mulut *intake manifold* dan hanya akan menginjeksikan gas pada saat katup isap terbuka. Saat langkah kompresi pada mesin diesel, temperatur dan tekanan campuran udara-bahan bakar gas tersebut akan meningkat. Akan tetapi itu belum cukup untuk membuat campuran tersebut terbakar disebabkan bahan bakar gas memiliki temperatur terbakar sendiri lebih tinggi dibandingkan solar. Oleh sebab itu dibutuhkan sejumlah bahan bakar solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar untuk memulai pembakaran. Pembakaran tersebut akan meningkatkan tekanan dan temperatur dalam ruang bakar, sehingga bahan bakar gas tersebut menjadi terbakar. Metode injeksi solar ke dalam ruang bakar mempertahankan sistem yang asli dari mesin diesel tersebut. (Arif and Sudarmanta, 2015)

Dalam operasi bahan bakar ganda atau *Dual Fuel Engine*, pembakaran idealnya terdiri dari nyala bahan bakar diesel yang berkembang melalui campuran udara dan campuran gas *mixing* yang homogen secara dominan yang terjadi di dalam ruang bakar. Udara premix dan bahan bakar gas terbakar tepat pada nyala diesel dan nyala api yang diawali oleh nyala diesel dan menyebar melalui udara yang tersisa dan campuran bahan bakar gas. Selama langkah kompresi, suhu dan tekanan bahan bakar yang tercampur sangat meningkat, membentuk lingkungan reaksi pre-ignition. Selama fase ini, produk oksidasi parsial dapat terbentuk pada akhir kompresi untuk memicu pembakaran udara campuran dan pembakaran bahan bakar diesel. Penyebaran awal bahan bakar solar sangat dipengaruhi oleh turbulensi, pusaran, dan squish di dalam silinder.

Mesin dimana perpindahan diesel terkonversi menjadi sistem bahan bakar ganda terjadi dengan memperkenalkan gas alam sebagai sumber bahan bakar yang dibakar secara bersamaan. Dalam mesin bahan bakar ganda dengan sistem injeksi konvensional, hingga 86% tingkat substitusi oleh energi telah dibuktikan. Perpindahan bahan bakar diesel maksimum dibatasi oleh stabilitas mesin dan ketukan. Pemindahan solar maksimum bervariasi sesuai dengan parameter mesin, tetapi biasanya terjadi ketika mesin bahan bakar ganda berjalan pada beban menengah dan tinggi. Secara umum, perpindahan diesel saat ini menjadi *dual fuel* mendasari mesin bahan bakar dengan injektor bahan bakar diesel konvensional. Dan pada kenyataannya adalah 70% oleh energi pada beban tinggi. Produsen saat ini dari OEM dual fuel engine untuk aplikasi stasioner adalah Cummins, Wartsila, Caterpillar, Waukesha, dan Dresser-Rand Guascor. (Hasannuddin *et al.*, 2016)

Sistem bahan bakar ganda ini lebih ramah lingkungan jika dibandingkan dengan sistem bahan bakar tunggal (solar). Dual Fuel System ini juga dinilai jauh lebih ekonomis. Dual fuel system atau sistem berbahan bakar ganda memiliki hasil pembakaran yang jauh lebih bersih (Ehsan, 2009). Kombinasi bahan bakar yang dipakai dalam sistem ini adalah solar dan gas alam. Potensi pemanfaatan gas alam sebagai pengganti bahan bakar minyak seperti solar, sangat besar jika diterapkan di Indonesia. Hal ini terkait dengan sumber gas di Indonesia masih relatif banyak dan belum dimanfaatkan secara maksimal. Jenis gas alam yang dipakai adalah Compressed Natural Gas (CNG) dimana gas alam terkompresi ini mengandung lebih dari 90% metana. Dari segi harga, CNG jauh lebih murah dibandingkan dengan bahan bakar gas lain karena tidak melalui proses pencairan dan lainnya (Clarke, 2012). Oleh karena itu, penerapan sistem berbahan bakar ganda diharapkan mampu menghemat pengeluaran konsumsi bahan bakar serta mengurangi emisi gas buang yang dihasilkan oleh mesin dengan sistem berbahan bakar tunggal. (Wijaya and Ariana, 2009)

Penelitian dan perkembangan mesin diesel *dual fuel* semakin meningkat setiap tahunnya, tidak hanya digunakan untuk proses eksperimen namun juga telah dikembangkan dalam bidang industri dan transportasi (Ehsan *et al.*, 2009 ; JFE Engineering, 2014 ; Mehta *et al.*, 2015 ; Zhang, 2015). Aplikasi mesin *dual fuel* sangat menjanjikan dalam sudut pandang lingkungan dan ekonomi namun masih terkendala secara teknis pada penurunan performa berupa daya, torsi, tekanan silinder dan efisiensi termal serta menghasilkan *knocking* (Bakar *et al.*, 2007 ; Ehsan *et al.*, 2009 ; Zoltowski, 2015 ; Wei *et al.*, 2016).

Salah satu penyebab terjadinya penurunan performa pada mesin *dual fuel* adalah nilai panas (*heat value*) dari campuran gas dan udara lebih rendah dibandingkan campuran diesel dan udara. Selain itu, campuran bahan bakar gas dan udara pada mesin *dual fuel* bersifat *lean* (miskin konsentrasi bahan bakar). Hal ini menyebabkan bahan bakar diesel yang berperan sebagai pematik sulit untuk membakar campuran gas dan udara yang masuk ke ruang bakar dan berpengaruh terhadap laju pembakaran yang lambat serta kecepatan perambatan api yang lambat ketika proses pembakaran terjadi. Akibatnya, panas yang terbuang pada saat proses pembakaran menjadi naik, dan menyebabkan efisiensi termal mesin menurun.

Pergerakan udara dan gas yang masuk ke ruang bakar adalah salah satu faktor penting untuk memperbaiki proses pembakaran pada mesin *dual fuel* demi meningkatkan performa mesin (Semin *et al.*, 2007). Dengan meningkatkan intensitas aliran turbulen dan menambah kecepatan aliran udara dan gas pada ruang bakar sebelum terjadinya proses pembakaran. (Shirao *et al.*, 2012) menjelaskan bahwa aliran turbulen pada ruang bakar berpengaruh terhadap kecepatan pembakaran. Pada pencampuran udara dan bahan bakar dengan aliran laminar, kecepatan pembakaran yang terjadi cenderung lambat sedangkan akan mengalami peningkatan ketika aliran turbulen. Hal ini dikarenakan aliran turbulen menambah permukaan (luas area) pembakaran sehingga mampu meningkatkan

transfer panas kepada campuran gas dan udara pada mesin *dual fuel*. Turbulensi pada ruang bakar juga mampu meningkatkan efisiensi mesin.

Secara umum, aliran berbentuk rotasi terbentuk akibat adanya sebuah kecenderungan sudut antara sumbu dasar rotasi pada bagian dalam silinder dengan sumbu silinder (He, 2007). Besarnya sudut ini bergantung pada *intake runner* atau *inlet port* mesin, rasio *bore* dan *stroke*, bentuk ruang bakar dan geometri dari katup hisap (Zhang *et al.*, 1994). Katup (*valve*) adalah komponen mesin yang berhubungan dengan aliran udara. Untuk membentuk aliran rotasi pada ruang bakar, maka perlu dilakukan pengembangan pada katup hisap. Pada penelitian kali ini, akan dianalisa pengaruh dari pengembangan *intake valve fin* pada mesin diesel terhadap aliran udara yang dihasilkan di ruang bakar, pencampuran antara udara dan bahan bakar serta pengaruhnya terhadap karakteristik pembakaran mesin diesel dual fuel yang menggunakan bahan bakar CNG dan Solar. (Zhang and Mastorakos, 2017)

Beberapa penelitian mengenai konversi mesin diesel berbahan bakar minyak solar menjadi mesin berbahan bakar ganda (solar dan gas) telah dilakukan, baik dalam simulasi komputasional maupun dalam eksperimental (Bakar *et al.*, 2007 ; Kalam *et al.*, 2011 ; Liu *et al.*, 2015 ; Semin *et al.*, 2009 ; Tiwari, 2015). Hasil konversi tersebut memberikan pengaruh terhadap proses pembakaran dan performa mesin. Hal ini disebabkan oleh perbedaan karakteristik bahan bakar yang digunakan. Tabel 2.2 memperlihatkan perbedaan properti antara bahan bakar gas dan diesel. Perbedaan properti bahan bakar ini lah yang menyebabkan penambahan gas alam pada ruang bakar akan berpengaruh terhadap perubahan performa dan proses pembakaran pada mesin dual fuel. Beberapa studi mengenai pengaruh konversi mesin diesel menjadi mesin *dual fuel* akan dibahas dalam sub-bab berikut.

Table 2.4 Properti physicochemical bahan bakar gas alam dan diesel

<i>Fuel Properties</i>	<i>Natural Gas</i>	<i>Diesel</i>
<i>Low heating value (MJ/kg)</i>	48.6	42.5
<i>Heating value of stoichiometric mixture (MJ/kg)</i>	2.67	2.79
<i>Cetane number</i>	-	52.1
<i>Octane number</i>	130	-
<i>Auto-ignition temperature (°C)</i>	650	180-220
<i>Stoichiometric air/fuel ratio</i>	17.2	14.3

<i>Carbon content (%)</i>	75	87
(Sahoo <i>et al.</i> , 2009).		

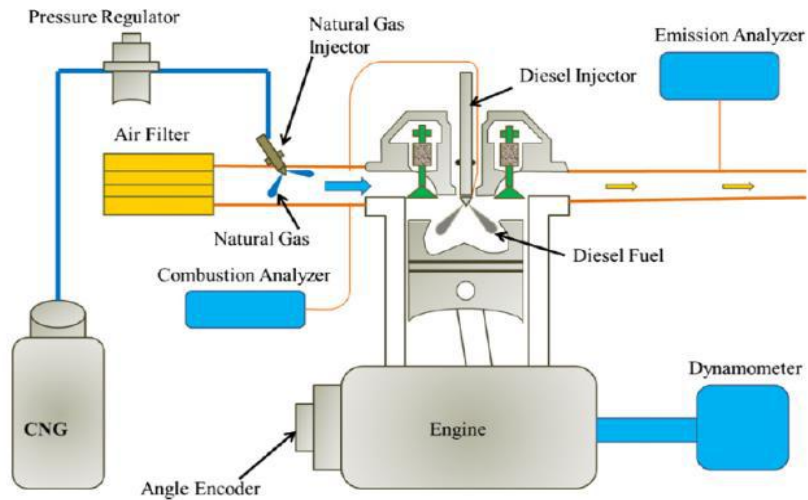
Sarana gas alam yang digunakan dalam mesin pengapian, *spark ignition* sudah bagus, sedangkan penggunaannya dalam mesin pengapian kompresi masih dalam pengembangan. Penggunaan gas alam di mesin diesel berkembang dari karakteristik pengapian yang buruk karena suhu pengapian otomatis yang tinggi dan jumlah cetane rendah dibandingkan dengan solar. Oleh karena itu, sumber pengapian selalu diperlukan untuk menyalakan secara alami gas alam dalam silinder. Menurut jalur gas alam ke dalam silinder dan sumber pengapian, ada tiga metode utama untuk menerapkan gas alam terkompresi dalam mesin diesel. (Wei and Geng, 2016) Tiga cara itu adalah :

1. *Dual Fuel*. Dalam mode ini, gas alam dilepaskan atau disuntikkan ke intake dengan bermacam – macam bentuk turbulansi untuk mencampur secara seragam dengan udara dan kemudian diinjeksikan pada silinder dan dinyalakan oleh bahan bakar yang disuntikkan langsung dengan angka cetane tinggi. Gambar. 2.2 menunjukkan diagram skematis bahan bakar ganda atau *dual fuel*.
2. *High pressure direct injection (HPDI)*. Dalam mode ini, sejumlah kecil pilot diesel pertama kali disuntikkan di akhir langkah kompresi dan menyebabkan gas alam langsung disuntikkan dan tercampur. Di beberapa titik selama ini interval antara dua suntikan atau di awal injeksi gas alam, bahan bakar diesel menyala otomatis, menyediakan sumber pengapian ke dalam ruang bakar sehingga memulai pembakaran gas alam. Gambar. 2.3 menunjukkan skematik diagram sistem HPDI.
3. Pengapian kompresi dibantu permukaan panas. Dalam mode ini, gas alam disuntikkan langsung ke silinder dekat dengan permukaan panas di ujung kompresi. Permukaan panas umumnya merupakan steker cahaya dengan kisaran suhu 1200 - 1400 Kelvin. Gambar. 2.4 menunjukkan skematik diagram konsep mesin ini. Keuntungan terpenting dari konsep ini adalah daya spesifik yang tinggi dan efisiensi termal tanpa keterbatasan ketukan pembakaran. Namun, elemen kritis dari sistem ini adalah daya tahan dari permukaan yang panas karena permukaan yang tinggi suhu sesuai suhu yang dibutuhkan. Mode ini jarang digunakan dalam beberapa tahun terakhir karena kekurangan tersebut.

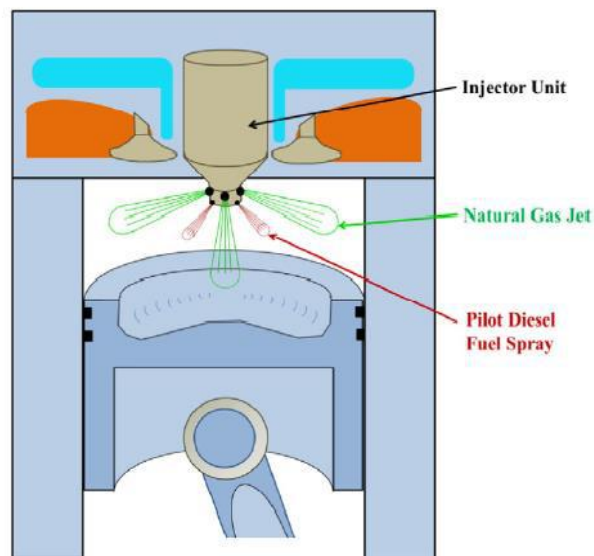
Pada mesin diesel *dual fuel*, gas dan udara mengalami pencampuran ketika masuk ke dalam ruang bakar. Prinsip homogenisasi antara udara dan bahan bakar merupakan prinsip kerja mesin otto. Selanjutnya gas dan udara yang telah homogen kemudian mengalami proses kompresi. Diakhir proses kompresi, ketika gas dan udara telah berada pada tekanan dan temperatur tertentu, bahan bakar diesel di injeksikan ke ruang bakar sehingga terjadi proses pembakaran. Ini merupakan prinsip kerja mesin diesel pada umumnya.

Kelebihan dari mesin *dual fuel* adalah jika terjadi kegagalan pada bahan bakar gas, mesin tetap dapat bekerja dengan menukar mode operasional *dual fuel* menjadi mode operasional mesin diesel konvensional yang hanya mengandalkan bahan bakar diesel.

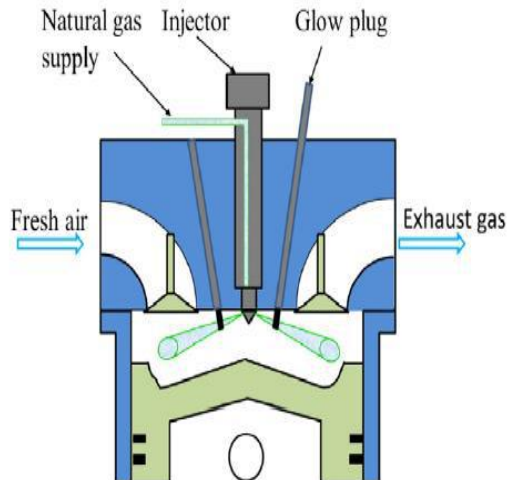
Sedangkan kekurangannya adalah mesin sangat bergantung dengan ketersediaan bahan bakar diesel agar sistem kerja mesin *dual fuel* tetap berlangsung (Sahoo, 2009). Skema diagram mesin *dual fuel* ditampilkan dalam Gambar 2.2



Gambar 2.7 Skema diagram mesin dual fuel (Sun et al, 2015)



Gambar 2.8 Skema diagram mesin diesel HDPI (Wei and Geng, 2016)



Gambar 2.9 Skema diagram Hot Surface Assisted Compression Ignition (Wei and Geng, 2016)

2.4 Parameter dalam Performa Mesin

1. Torsi

Torsi atau momen putar motor adalah gaya yang dikalikan dengan jarak panjang lengan. Gaya yang dimaksud adalah daya motor, sedangkan panjang lengan adalah panjang langkah torak.

$$T = \frac{P \times 60000}{2 \pi \times rpm}$$

Dimana :

T : torsi (Nm)

P : daya (kW)

Rpm : putaran motor diesel (rpm)

2. Daya

Daya motor merupakan salah satu parameter dalam menentukan performa motor. Pengertian dari daya adalah kecepatan yang menimbulkan kerja motor selama waktu tertentu.

$$P = \frac{v \times i \times \cos \phi}{eff \text{ gen} \times eff \text{ slip}}$$

Dimana :

P : daya (kW)

V : tegangan listrik (Volt)

I : arus listrik (Ampere)

$\cos \phi$: 0.9

Eff Gen: efisiensi generator (0.85)

Eff Slip: efisiensi slip (hitung)

3. BMEP

BMEP adalah tekanan efektif dari fluida kerja terhadap piston sepanjang langkahnya untuk menghasilkan kerja per siklus.

$$BMEP = \frac{P \times Z \times 1000}{V \times 2 \times 3,14 \times rps \times i}$$

Dimana :

BMEP : tekanan efektif rata-rata (N/m²)

P : daya (kW)

Z : konstanta 2 untuk 4-stroke

V : volume langkah (m³)

I : jumlah silinder

4. Konsumsi Bahan Bakar

Konsumsi bahan bakar adalah laju konsumsi bahan bakar yang diperoleh dengan menganalisis pemakaian bahan bakar yang terpakai per satuan waktu (detik) untuk setiap daya kuda yang dihasilkan.

$$FCR = \frac{v \times \rho}{t}$$

Dimana :

FCR : laju aliran bahan bakar (gr/h)

ρ : massa jenis bahan bakar (gr/m³)

v : volume bahan bakar (m³)

t : waktu yang diperlukan menghabiskan bahan bakar sebanyak 10 ml

$$SFOC = \frac{FCR}{P}$$

Dimana :

SFOC : konsumsi spesifik bahan bakar (gr/kWh)

FCR : laju aliran bahan bakar (gr/h)

P : daya (kW)

5. Efisiensi *Thermal* (η_{th})

Efisiensi *thermal* adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor pembakaran dalam. Secara teoritis dituliskan dalam persamaan :

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\text{Mass flow rate bahan bakar} \cdot \text{Nilai kalor bawah bahan bakar}} \times 100\%$$

Untuk sistem *single fuel* dapat ditulis:

$$\eta_{th s} = \frac{N_{e_s}}{\dot{m}_s \cdot Q_s} \times 100\%$$

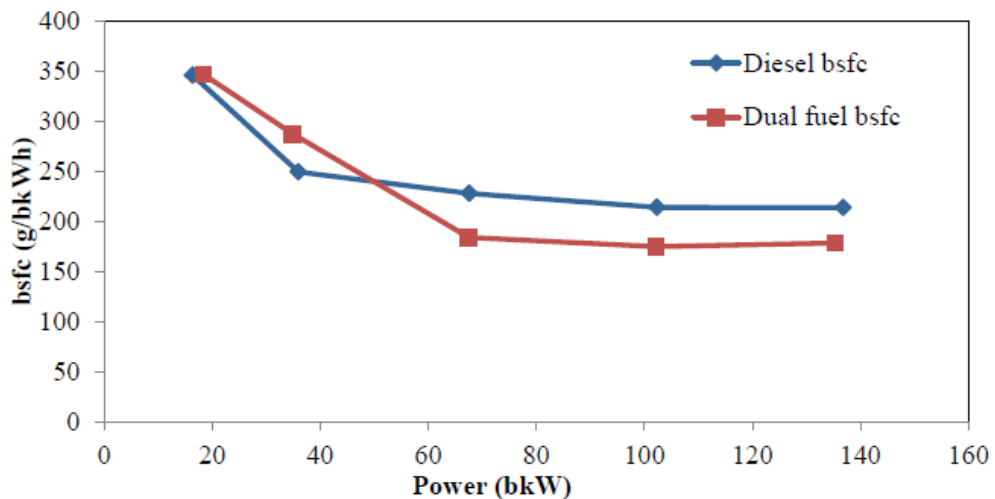
Untuk efisiensi *thermal* mesin diesel yang menggunakan bahan bakar kombinasi solar-gas, persamaannya adalah :

$$\eta_{th d} = \frac{N_{e_d}}{\dot{m}_{solar} \cdot Q_{solar} + \dot{m}_{CNG} \cdot Q_{CNG}} \times 100\%$$

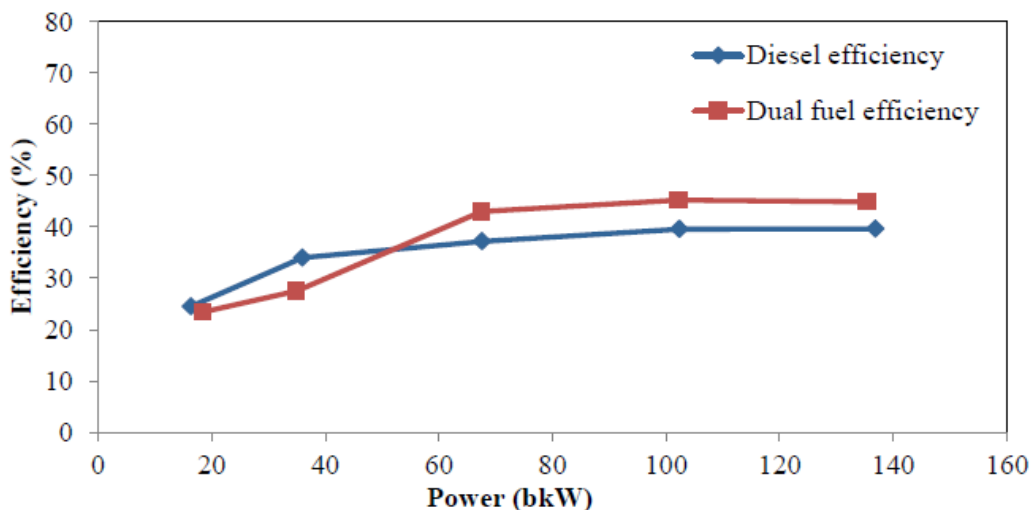
Dimana Q adalah nilai kalor bawah atau *Lower Heating Value* (LHV) atau panas pembakaran bawah bahan bakar [kcal/kg bahan bakar].

Perbandingan efisiensi dan bsfc mesin diesel dan bahan bakar ganda ditunjukkan pada Gambar 2.10 dan Gambar 2.11. Pada beban rendah, efisiensi lebih rendah untuk operasi bahan bakar ganda dibandingkan dengan operasi diesel normal sementara bsfc lebih tinggi untuk operasi bahan bakar ganda. Ini mungkin karena laju pembakaran yang lebih lambat dan pemanfaatan bahan bakar gas yang buruk di ruang bakar. Selain itu, secara massal panas spesifik gas alam lebih tinggi dari udara murni dan lebih tinggi dari uap diesel. Ini juga dapat memainkan peran dengan mengurangi suhu pembakaran dan

akibatnya memperlambat proses pembakaran. Trend ditingkatkan pada beban menengah dan tinggi. Diamati bahwa penundaan pengapian menurun pada beban tinggi dalam operasi bahan bakar ganda, yang mendorong pembakaran lebih cepat. Selain itu, waktu injeksi diesel ditingkatkan untuk bahan bakar ganda dibandingkan dengan diesel pada tiga beban atas oleh 2 hingga 3,5 derajat. Pengaturan waktu sudah maju dan memiliki dampak signifikan pada efisiensi mesin. (Mansor, 2014)



Gambar 2.10 Grafik Engine's BSFC (Desai et al, 2015)



Gambar 2.11 Grafik Engine's Efficiency (Desai et al, 2015)

2.5 Study pada penelitian sebelumnya

Pada penelitian sebelumnya, penjelasan mengenai perbedaan *air fuel ratio* pada mesin diesel engine dengan *dual fuel diesel engine* memiliki perbedaan yang cukup besar. Faktor penyebab yang dibahas disini adalah faktor pencampuran udara dan bahan bakar.

Besarnya nilai jumlah bahan bakar yang masuk dalam sistem *dual fuel diesel engine* menyebabkan kenaikan pada laju aliran massa bahan bakar gas (CNG) meskipun dengan penambahan bahan bakar gas tersebut mengakibatkan laju aliran massa minyak solar berkurang. Terbukti pada penelitian (Arif *et al.*, 2015) dengan menggunakan pembebanan mengakibatkan rasio udara dan bahan bakar berkurang. Hal ini diakibatkan karena adanya penurunan pada injeksi awal dan durasi penginjeksian ke ruang bakar mesin. Kondisi mesin dengan penambahan beban mengharuskan mesin bekerja dengan lebih berat lagi untuk menyeimbangkan beban yang besar pula. Sehingga ketika daya yang semakin besar ini dihasilkan dari pembakaran bahan bakar yang semakin banyak, dan bahan bakar yang ditambah adalah solar karena bahan bakar CNG dimasukkan secara konstan pada tekanan 2 bar sehingga penambahan CNG menyebabkan laju aliran massa yang semakin baik untuk menutupi pengaruh durasi injeksi terhadap beban yang semakin besar. Sehingga akibat adanya penambahan bahan bakar gas (CNG), maka daya yang dihasilkan mampu menyeimbangkan beban besar yang diberikan kepada mesin.

Berdasarkan pada penelitian (Hiregoudar and Shiva, 2014; Yerrennagoudaru and prasad Desai, 2015) sebelumnya dengan menggunakan modifikasi pada *air intake valve* didapatkan hasil sebagai berikut :

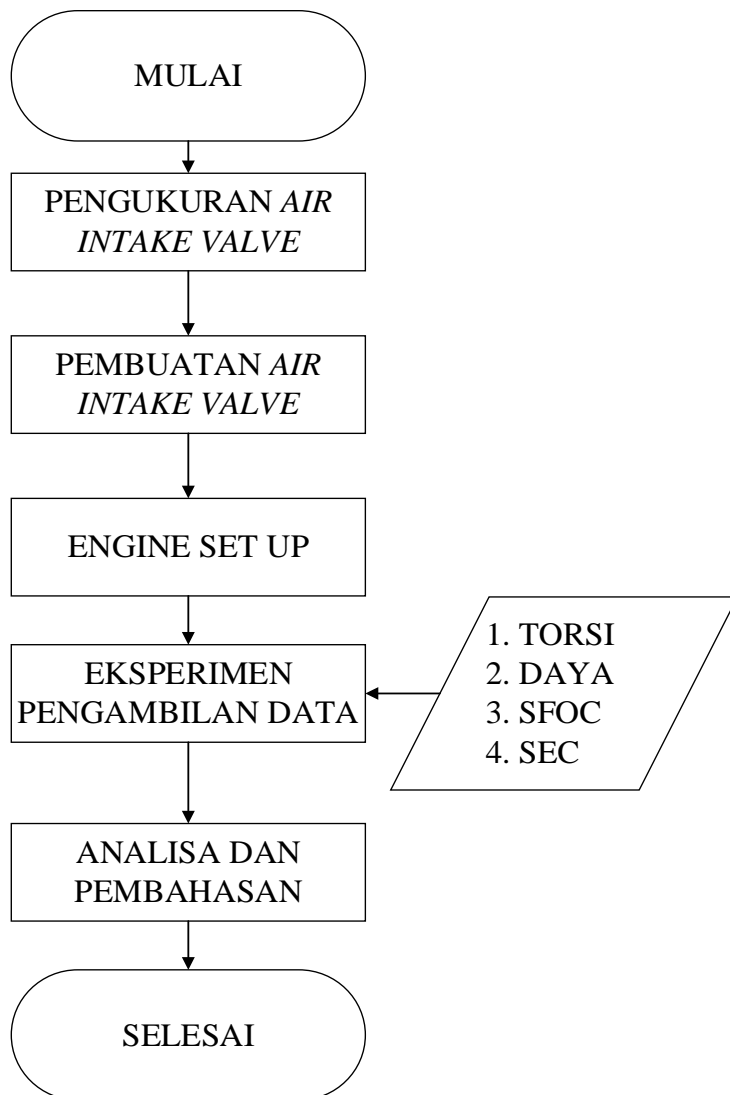
1. Model *fin* pada *air intake valve* menghasilkan aliran swirl yang lebih baik sehingga didapatkan efisiensi thermal yang lebih baik.
2. Tingkat emisi CO berkurang dengan penambahan *fin* pada *air intake valve*.

Saran yang didapatkan pada penelitian ini yaitu :

1. Bentuk dan desain *fin* dapat dipelajari dan dieksperimen lebih lanjut.

BAB III METODE PENELITIAN

Dalam pembuatan skripsi ini, tentu saja memerlukan proses yang harus terstruktur dan runtut. Hal tersebut haruslah dilakukan, sehingga kedepannya dalam pengerjaan akan terasa lebih terarah dan lebih mudah. Dalam metodologi penelitian ini, penulis menggunakan metode eksperimen. Secara khusus penelitian ini terfokus pada analisa performa mesin dengan modifikasi *air intake valve*. Adapun diagram metodologi yang digunakan adalah sebagai berikut :



Gambar 12 Flowchart Metodologi Penelitian

Berikut data mesin yang digunakan dalam penelitian ini :

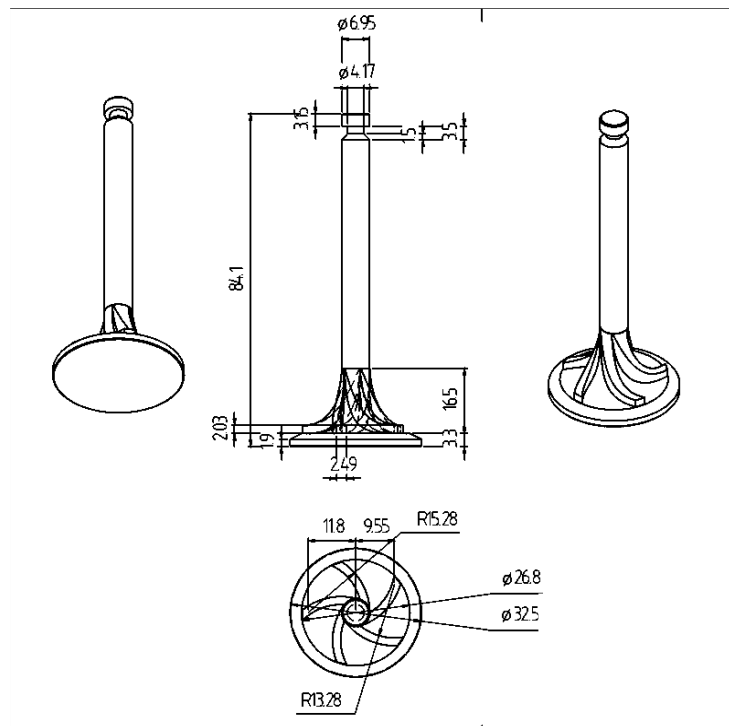
Engine (four stroke cycle)	: Yanmar TF 85 MH
Number of cylinders	: 1
Combustion system	: Direct Injection
Bore	: 85 mm
Stroke	: 87 mm
Displacement	: 493 cc
Compression Ratio	: 18
Max. Engine speed at full load	: 2200 RPM
Continous Power Output	: 7.5 kW
Specific Fuel Consumption	: 229.31 gr/kWh

Dalam bagian metodologi penelitian ini menjelaskan beberapa tahap yang ditempuh pada penelitian sesuai dengan ruang lingkup dan batasan masalah yang telah disebutkan. Penjelasan secara detail dari tahapan metodologi pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Pengukuran *Air Intake Valve*
2. Pembuatan *Air Intake Valve* dengan penambahan *Fixed Fin*
3. Engine Set-up
4. Eksperimen Pengambilan Data
5. Analisa Dan Pembahasan

3.1 Pengukuran *Air Intake Valve*

Pengukuran *Air Intake Valve* dilakukan agar dapat membuat modifikasi dengan penambahan *fixed fin* pada *valve* tersebut. Pengukuran dilakukan sebelum melakukan pemodelan pada komputer untuk mendapatkan desain modifikasi *air intake valve*. Tahap ini dilakukan agar modifikasi *air intake valve* dapat bekerja dan menghasilkan eksperimen yang baik. Dengan melepas *air intake valve* dari kepala silinder mesin Yanmar TF 85 MH, maka didapatkan ukuran *air intake valve* secara nyata. Kemudian dilakukan modifikasi pengukuran sesuai dengan desain dengan menggunakan perangkat lunak Inventor. Yang perlu diperhatikan dalam langkah ini yaitu tinggi ukuran *fixed fin* tidak boleh sampai bergesekan dengan dudukan valve pada mesin Yanmar TF 85 MH. Berikut hasil pengukuran dan modifikasi penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* :



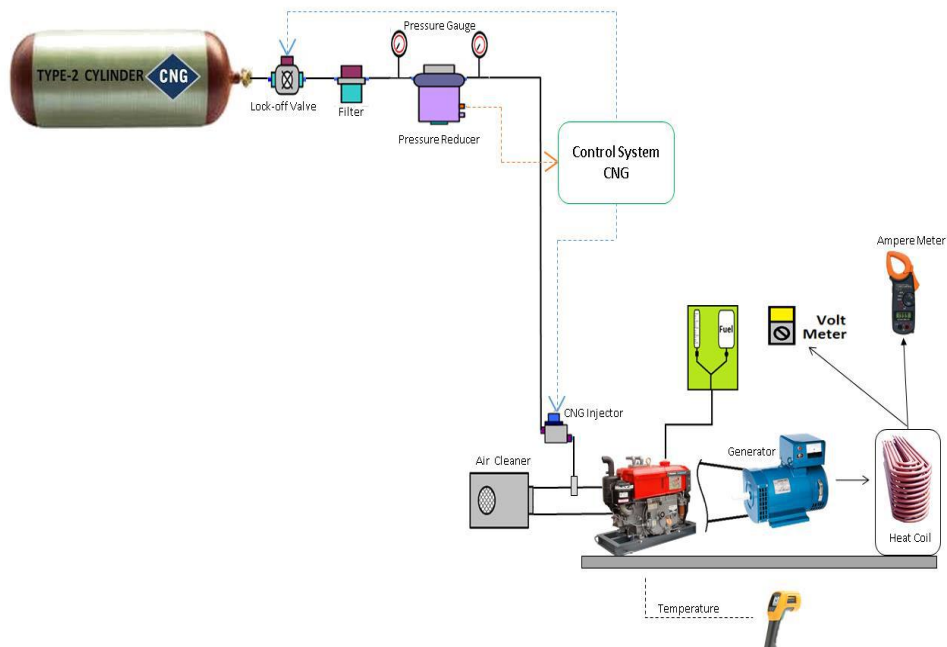
Gambar 13.2 Ukuran Air Intake Valve

3.2 Pembuatan Air Intake Valve dengan penambahan Fixed Fin

Pada tahap ini dilakukan pembuatan *air intake valve* dengan menggunakan mesin pengelasan argon karena ukuran *air intake valve* yang sangat kecil. Setelah melalui tahap pengelasan argon, dilakukan penghalusan dengan menggunakan gerinda dan mesin *dresser*. Untuk membentuk *fixed fin* yang sesuai dengan gambar desain, pengerjaan dalam tahap ini harus dilakukan dengan sangat teliti. Setelah melewati tahap penghalusan, maka dilakukan pembentukan antara sudut agar dapat membentuk *fixed fin* yang sesuai dengan gambar desain. Pembentukan ini dilakukan dengan mesin bubut dan proses machining lebih lanjut.

3.3 Engine Set-up

Engine set-up yang dilakukan adalah mempersiapkan segala bentuk persiapan agar mesin Yanmar TF 85 MH siap dijalankan. Mesin yang digunakan adalah mesin yang sudah dimodifikasi menjadi mesin *gas - oil fuel solar-CNG*. Dalam tahap ini perlu diperhatikan karena akan berdampak pada hasil eksperimen pengambilan data yang akan diambil. Berikut skema penelitian yang akan dilakukan :



Gambar 14 Skema Penelitian

Pada tahapan ini dilakukan persiapan dan alat serta material yang digunakan. Persiapan eksperimen pengambilan data pada penelitian ini menggunakan alat dan bahan sebagai berikut :

- a. Bahan bakar CNG (*Compressed Natural Gas*)
- b. Bahan bakar Pertamina DEX
- c. Mesin diesel 1 silinder Yanmar TF 85 MH modifikasi
- d. Generator
- e. Sistem PLC untuk CNG
- f. Heat Coil untuk pembebanan
- g. Ampere meter
- h. Volt meter
- i. Tachometer
- j. *Air Intake Valve* dengan *fixed fin*

3.4 Eksperimen Pengambilan Data

Pengumpulan data diperoleh dari hasil eksperimen yang sudah dilakukan, dari tahap pra eksperimen hingga tahap eksperimen. Hasil yang diperoleh merupakan data setelah melakukan eksperimen analisa terhadap performa mesin setelah membuat modifikasi penambahan *fixed fin* pada *air intake valve*. Setelah melakukan tahap engine set-up, maka dilakukan penelitian dengan variabel sebagai berikut :

- Variasi bahan bakar:
 1. Bahan bakar Pertamina DEX 100%
 2. Bahan bakar Pertamina DEX + 1 l/m CNG
 3. Bahan bakar Pertamina DEX + 2 l/m CNG
 4. Bahan bakar Pertamina DEX + 3 l/m CNG
- Variable beban
 1. 1000 watt
 2. 2000 watt
 3. 3000 watt
 4. 4000 watt
- Variable putaran:
 1. 1800 rpm
 2. 1900 rpm
 3. 2000 rpm
 4. 2100 rpm
 5. 2200 rpm
- Variable Hasil:
 1. Daya
 2. Torsi
 3. SFOC (*Specific Fuel Oil Consumption*)
 4. SEC (*Specific Energy Consumption*)

3.5 Analisa dan Pembahasan

Pada penelitian ini analisa data yang dilakukan adalah pada perbandingan unjuk kerja atau performa mesin diesel *Gas - Oil Fuel Engine* yang meliputi *Torque*, *Power*, *Specific Fuel Oil Consumption* (SFOC), dan *Specific Energy Consumption* (SEC) pada mesin diesel Yanmar TF 85 MH *Direct Engine* berbahan bakar Pertamina DEX - CNG dengan penambahan *fixed fin* pada *air intake valve*.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini dijelaskan hasil dan pembahasan pada uji performa mesin motor diesel dengan perbandingan antara *air intake valve fixed fin* dan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin*. Bahan bakar yang digunakan adalah Pertamina DEX, campuran Pertamina DEX + 1 l/m CNG, campuran Pertamina + 2 l/m CNG, dan campuran Pertamina DEX + 3 l/m CNG. Adapun pokok bahasan dalam bab ini adalah kinerja termasuk didalamnya daya, torsi, SFOC (Specific Fuel Oil Consumption) dan SEC (Specific Energy Consumption). Selain itu juga mempelajari pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* terhadap performa mesin diesel serta pembuatan *fixed fin* pada *air intake valve*.

4.1 Pembuatan Modifikasi Air Intake Valve

Proses pembuatan modifikasi *air intake valve* dilakukan untuk mengetahui bagaimana cara dan tahapan pembuatan *fixed fin*. Tahapan yang dilakukan sebagai berikut :

- a. Penggambaran plot model *fixed fin* ke *air intake valve* dengan menggunakan busur dan marker permanen.



Gambar 15 Penggambaran plot model fixed fin

- b. Pengelasan argon dengan menyesuaikan plotting model *fin* yang telah digambar pada *air intake valve*.



Gambar 16 Hasil pengelasan argon

- c. Proses penghalusan dengan menggunakan mesin bubut dan gerinda sebelum memasuki proses *machining* lanjut.



Gambar 17 Hasil proses penghalusan

- d. Proses *machining* untuk mendapatkan hasil pembuatan modifikasi dengan penambahan *fixed fin* pada *air intake valve*.



Gambar 18 Proses pengelasan dan tahap lanjut

- e. Perbandingan *air intake valve* dengan dan tanpa penambahan *fixed fin*.

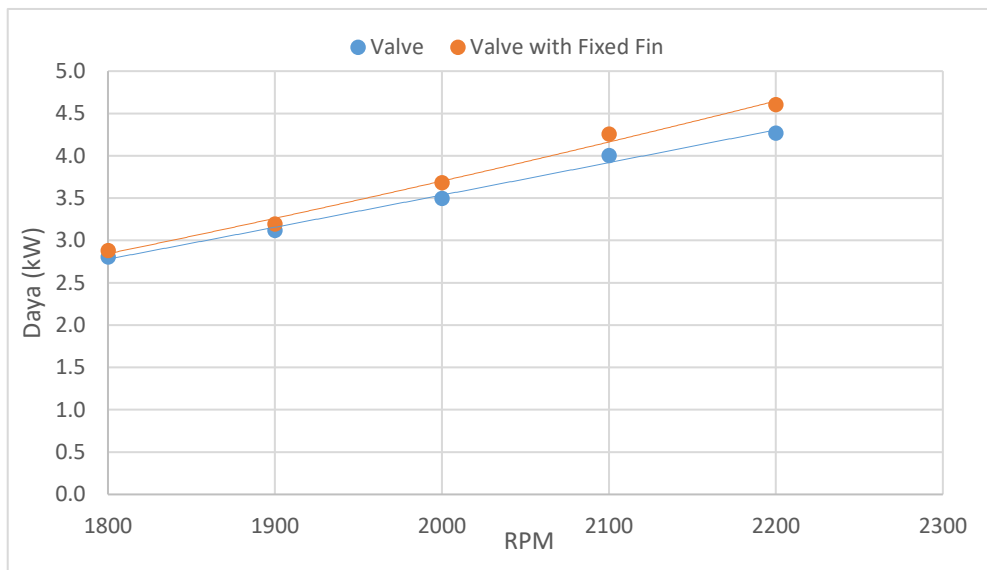


Gambar 19 Perbandingan valve dengan dan tanpa penambahan fixed fin

4.2 Hasil Eksperimen Pertamina DEX

4.2.1 Analisa Grafik Daya

Pembahasan analisa daya disajikan dengan grafik perbandingan daya dengan rpm. Berikut grafik serta analisa pembahasannya :



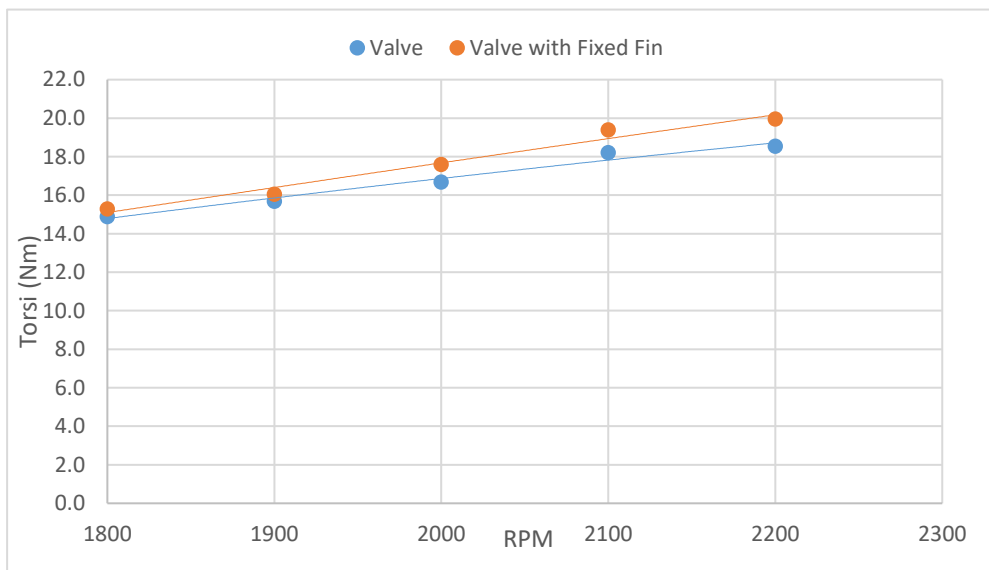
Grafik 4.1 Perbandingan daya maksimum pada tiap rpm

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa semakin tinggi rpm maka semakin tinggi daya yang dihasilkan pada saat full load. Pada saat rpm 1800, daya maksimum ketika menggunakan *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 2,8 kW dan 2,9 kW. Sedangkan ketika rpm 1900, daya maksimum yaitu 3,1 kW dan 3,2 kW berturut-turut antara *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin*. Pada rpm 2000, didapatkan 3,5 kW dan 3,7 kW daya dengan modifikasi *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan menggunakan penambahan *fixed fin*. Kemudian daya dihasilkan 4 kW tanpa penambahan *fixed fin* dan 4,25 kW dengan penambahan *fixed fin* pada rpm 2100. Pada saat rpm 2200, daya maksimum ketika menggunakan *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut adalah 4,2 kW dan 4,6 kW.

Fenomena ini menunjukkan bahwa pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* dapat meningkatkan performa daya mesin pada rpm 2200 hingga 10% dalam keadaan full load. Hal ini diakibatkan karena ketika menggunakan penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* menyebabkan laju aliran udara masuk menjadi lebih turbulent dimana meningkatkan *swirl ratio* turbulensi udara masuk. Sehingga proses pembakaran menjadi lebih baik.

4.2.2 Analisa Grafik Torsi

Pembahasan analisa torsi disajikan dengan grafik perbandingan torsi dengan rpm. Berikut grafik serta analisa pembahasannya :



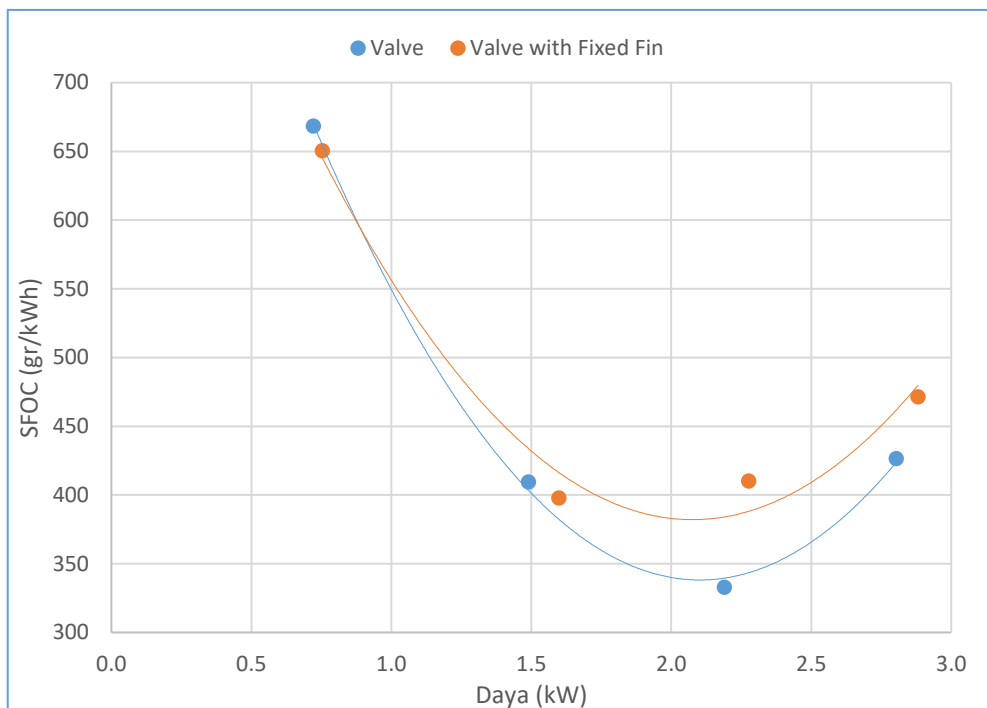
Grafik 4.2 Perbandingan torsi maksimum pada tiap rpm

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa semakin tinggi rpm maka semakin tinggi juga torsi yang dihasilkan pada saat full load. Pada saat rpm 1800, torsi maksimum ketika menggunakan *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 14,9 Nm dan 15,2 Nm. Sedangkan ketika rpm 1900, torsi maksimum yaitu 15,6 Nm dan 16 Nm berturut-turut antara *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin*. Pada rpm 2000, didapatkan 16,7 Nm dan 17,6 Nm torsi dengan modifikasi *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan menggunakan penambahan *fixed fin*. Kemudian torsi dihasilkan 18,2 Nm tanpa penambahan *fixed fin* dan 19,4 Nm dengan penambahan *fixed fin* pada rpm 2100. Pada saat rpm 2200, torsi maksimum ketika menggunakan *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut adalah 18,5 Nm dan 19,9 Nm.

Fenomena ini menunjukkan bahwa pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* dapat meningkatkan performa torsi mesin pada tiap putaran konstan hingga 9%. Hal ini diakibatkan karena ketika menggunakan penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* menyebabkan laju aliran udara masuk menjadi lebih turbulent dimana meningkatkan *swirl ratio* turbulansi udara masuk. Sehingga proses pembakaran menjadi lebih baik.

4.2.3 Analisa Grafik SFOC vs Daya pada rpm 1800

Penyajian analisa grafik SFOC vs Daya disajikan pada tiap rpm nya. Pada saat rpm 1800, berikut hasil yang didapatkan :

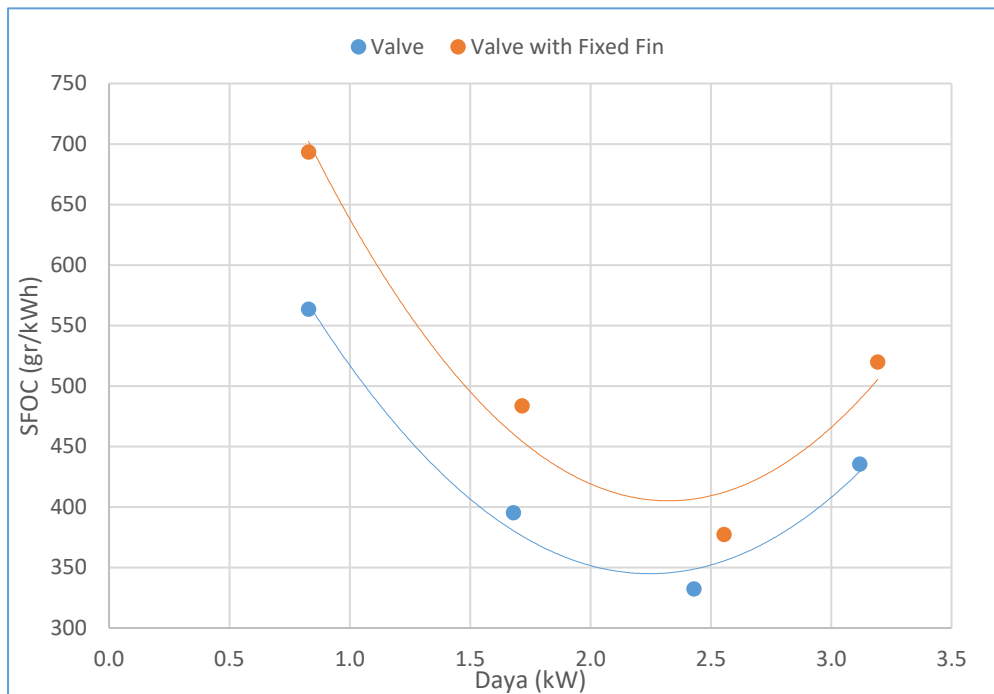


Grafik 4.3 Grafik SFOC vs Daya pada rpm 1800

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa konsumsi bahan bakar mengalami penurunan hingga pada saat daya tertentu mengalami kenaikan kembali. Hal ini menyebabkan ketika daya maksimum bukan berarti konsumsi bahan bakar menjadi titik tertinggi atau sebaliknya. Pada rpm 1800 ketika daya maksimum, konsumsi bahan bakar antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 426 gr/kWh dan 471 gr/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan konsumsi bahan bakar meningkat ketika daya maksimum pada putaran 1800 rpm.

4.2.4 Analisa Grafik SFOC vs Daya pada rpm 1900

Penyajian analisa grafik SFOC vs Daya disajikan pada tiap rpm nya. Pada saat rpm 1900, berikut hasil yang didapatkan :

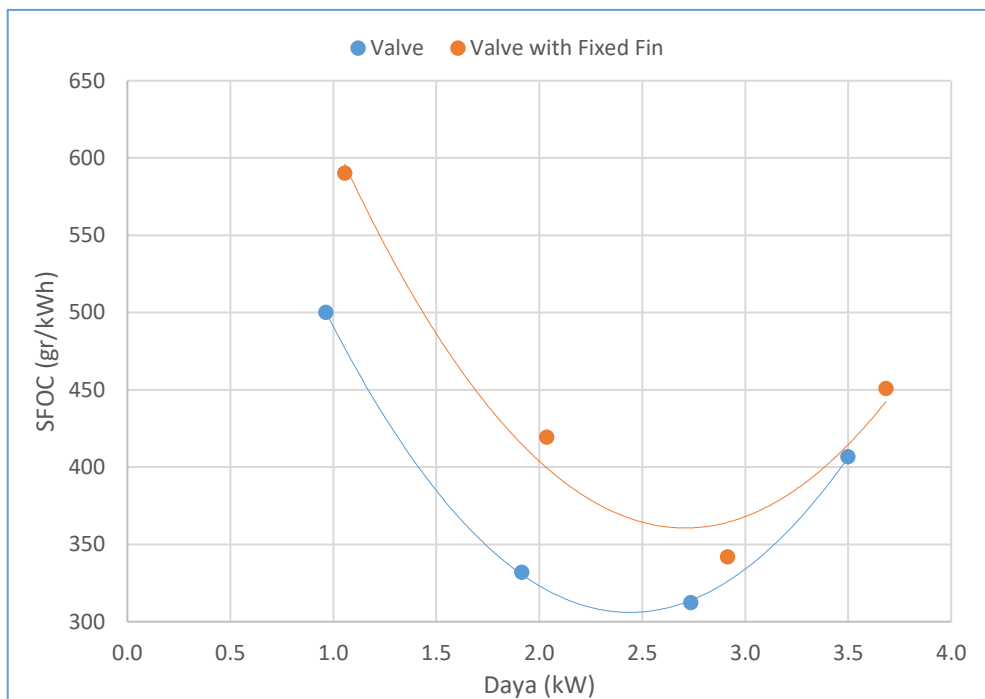


Grafik 4.4 Grafik SFOC vs Daya pada rpm 1900

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa konsumsi bahan bakar mengalami penurunan hingga pada saat daya tertentu mengalami kenaikan kembali. Pada rpm 1900 ketika daya maksimum, konsumsi bahan bakar antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 435 gr/kWh dan 519 gr/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan konsumsi bahan bakar meningkat ketika daya maksimum pada putaran 1900 rpm.

4.2.5 Analisa Grafik SFOC vs Daya pada rpm 2000

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Fuel Oil Consumption* (SFOC) vs Daya antara mesin ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* pada rpm 2000. Terlihat bahwa ada fenomena yang terjadi saat mesin beroperasi dengan putaran konstan 2000 rpm.

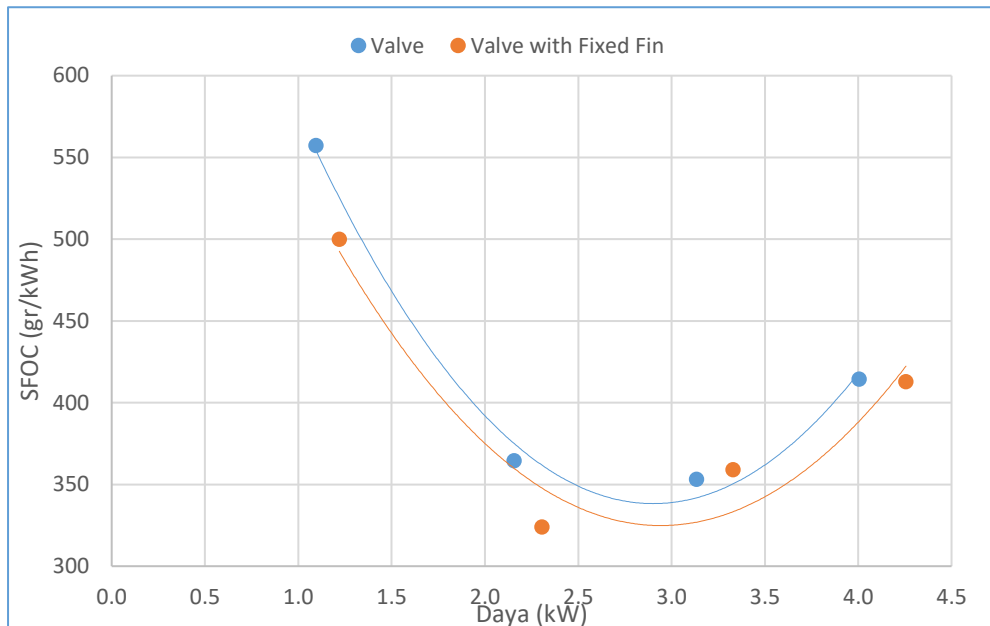


Grafik 4.5 Grafik SFOC vs Daya pada rpm 2000

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa konsumsi bahan bakar pada rpm 2000 ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan konsumsi bahan bakar semakin tinggi daripada *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin*. Ketika daya maksimum, konsumsi bahan bakar antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 406 gr/kWh dan 450 gr/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin*, konsumsi bahan bakar lebih tinggi dibandingkan dengan menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin*. Namun dibandingkan dengan keadaan selain daya maksimum, selisih konsumsi bahan bakar antara dua jenis *air intake valve* yang berbeda cukup signifikan terlihat pada grafik 4.5. Namun menuju daya maksimum, selisih antara dua jenis *air intake valve* yang berbeda menjadi semakin kecil.

4.2.6 Analisa Grafik SFOC vs Daya pada rpm 2100

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Fuel Oil Consumption* (SFOC) vs Daya antara mesin ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* pada rpm 2000.

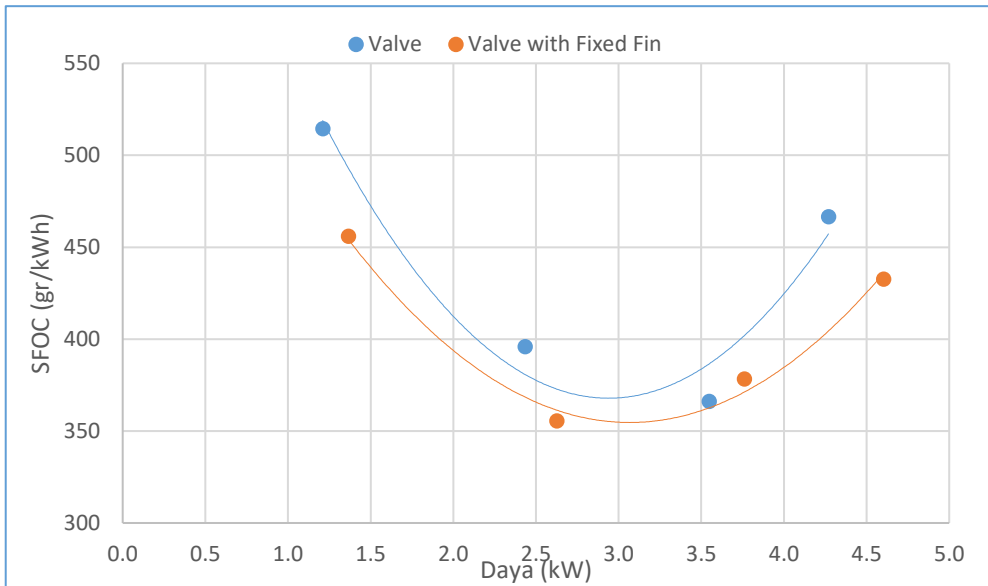


Grafik 4.6 Grafik SFOC vs Daya pada rpm 2100

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa konsumsi bahan bakar mengalami penurunan hingga pada saat daya tertentu mengalami kenaikan kembali. Hal ini menyebabkan ketika daya maksimum bukan berarti konsumsi bahan bakar menjadi titik tertinggi atau sebaliknya. Pada rpm 2100 ketika daya maksimum, konsumsi bahan bakar antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 414 gr/kWh dan 416 gr/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan konsumsi bahan bakar lebih rendah ketika daya maksimum pada putaran 2100 rpm. Fenomena terjadi ketika sebelumnya penggunaan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menunjukkan konsumsi bahan bakar meningkat. Namun pada saat rpm 2100, menunjukkan bahwa penggunaan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan penurunan konsumsi bahan bakar.

4.2.7 Analisa Grafik SFOC vs Daya pada rpm 2200

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Fuel Oil Consumption* (SFOC) vs Daya antara mesin ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* pada rpm 2200. Analisa dilakukan ketika mesin dalam keadaan daya maksimum. Pada grafik 4.7 akan terlihat perbandingan konsumsi bahan bakar antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan penggunaan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin*.

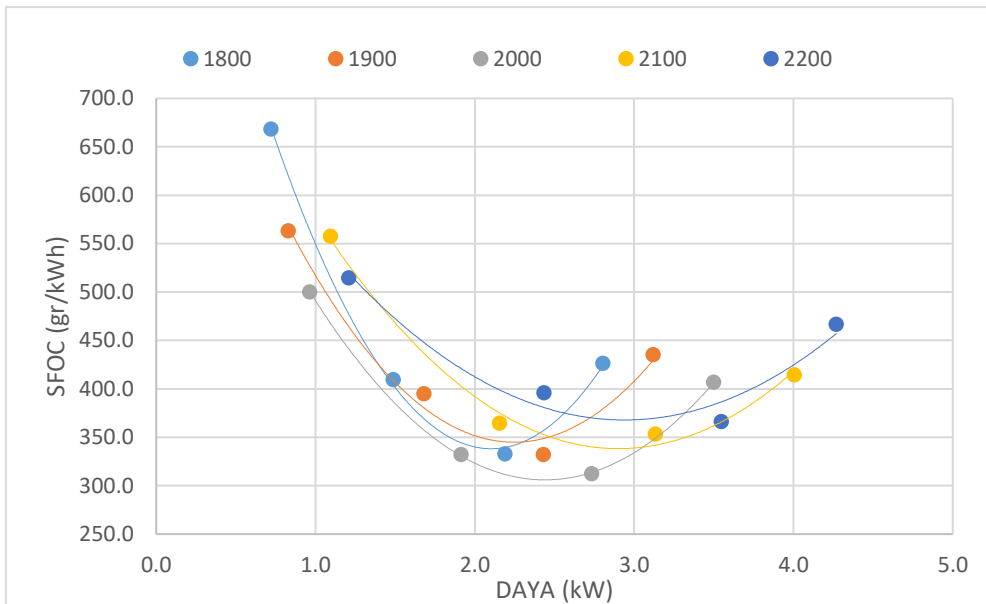


Grafik 4.7 Grafik SFOC vs Daya pada rpm 2200

Pada rpm 2200 ketika daya maksimum, konsumsi bahan bakar antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 466 gr/kWh dan 432 gr/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan konsumsi bahan bakar lebih rendah ketika daya maksimum pada putaran 2200 rpm. Fenomena terjadi ketika sebelumnya penggunaan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menunjukkan konsumsi bahan bakar meningkat. Namun pada saat rpm 2200, menunjukkan bahwa penggunaan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan penurunan konsumsi bahan bakar.

4.2.8 Analisa Grafik SFOC vs Daya Valve tanpa Fixed Fin

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Fuel Oil Consumption* (SFOC) vs Daya tiap rpm ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin*. Analisa tiap daya pada masing-masing rpm akan menunjukkan bagaimana trendline yang terjadi pada konsumsi bahan bakar.

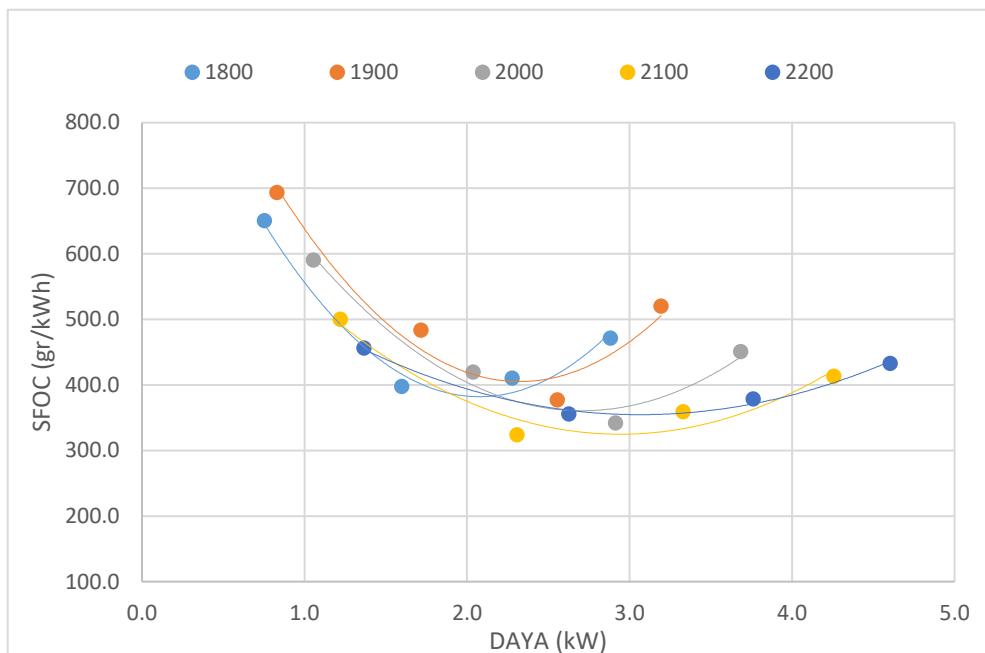


Grafik 4.8 Grafik SFOC vs Daya air intake valve tanpa fixed fin

Grafik 4.8 menunjukkan perbandingan konsumsi bahan bakar terhadap daya. Grafik diatas menampilkan ketika mesin menggunakan *air intake valve* tanpa modifikasi penambahan *fixed fin*. Dapat dilihat pada rpm 1800, konsumsi bahan bakar tertinggi terjadi ketika beban rendah yaitu 668 gr/kWh pada daya 0,72 kW. Sedangkan ketika beban rendah, konsumsi bahan bakar paling rendah terjadi pada putaran 2000 rpm yaitu 500 gr/kWh. SFOC paling rendah terjadi pada saat putaran mesin 2000 rpm pada saat daya 312 gr/kWh. Analisa ketika beban tinggi atau full load, konsumsi bahan bakar paling rendah yaitu pada putaran 2000 rpm yaitu 406 gr/kWh. Dan ketika daya maksimum, konsumsi bahan bakar paling tinggi terjadi pada putaran 2200 rpm yaitu 466 gr/kWh pada daya 4,26 kW.

4.2.9 Analisa Grafik SFOC vs Daya Valve dengan Fixed Fin

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Fuel Oil Consumption* (SFOC) vs Daya tiap rpm ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin*. Analisa tiap daya pada masing-masing rpm akan menunjukkan bagaimana trendline yang terjadi pada konsumsi bahan bakar. Sehingga pada akhirnya dapat dilihat bagaimana perbandingan konsumsi bahan bakar terhadap daya ketika menggunakan *air intake valve* tanpa menggunakan *fixed fin* dan dengan menggunakan *fixed fin*.



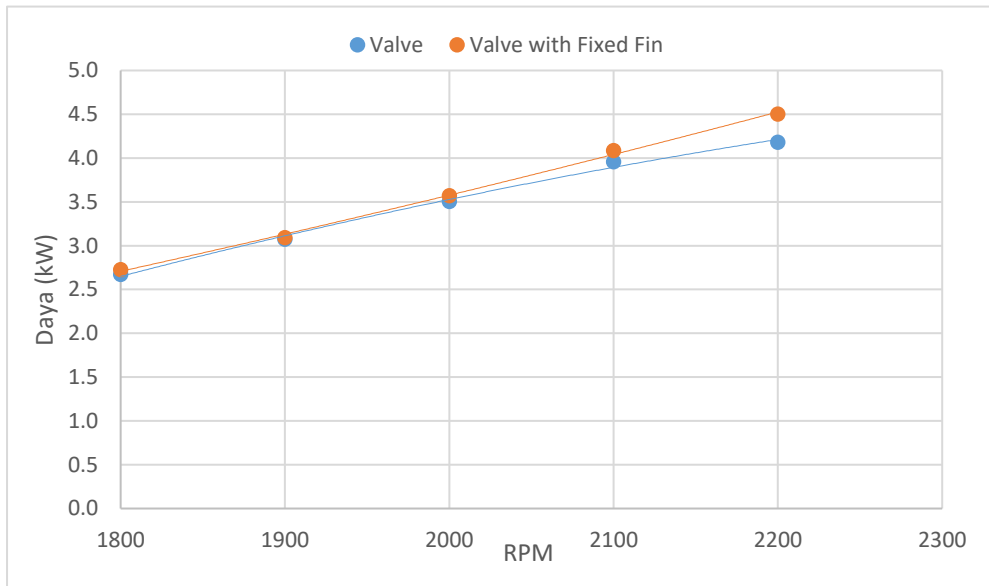
Grafik 4.9 Grafik SFOC vs Daya air intake valve dengan fixed fin

Grafik 4.9 menunjukkan perbandingan konsumsi bahan bakar terhadap daya. Grafik diatas menampilkan ketika mesin menggunakan *air intake valve* dengan modifikasi penambahan *fixed fin*. Dapat dilihat pada beban rendah, konsumsi bahan bakar paling rendah terjadi ketika putaran 2200 rpm yaitu 456 gr/kWh pada daya 1,36 kW. Sedangkan ketika beban rendah, konsumsi bahan bakar paling tinggi terjadi pada putaran 1900 rpm yaitu 693 gr/kWh. SFOC paling rendah terjadi pada saat putaran mesin 2100 rpm yaitu 324 gr/kWh. Analisa ketika beban tinggi atau full load, konsumsi bahan bakar paling rendah yaitu pada putaran 2100 rpm yaitu 413 gr/kWh. Dan ketika daya maksimum, konsumsi bahan bakar paling tinggi terjadi pada putaran 1900 rpm yaitu 520 gr/kWh pada daya 3,2 kW.

4.3 Hasil Eksperimen Pertamina DEX + 1 l/m CNG

4.3.1 Analisa Grafik Daya

Pembahasan analisa daya disajikan dengan grafik perbandingan daya dengan rpm. Grafik dibawah menjelaskan tentang fenomena yang akan terjadi akibat pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve gas – oil fuel engine* terhadap daya maksimum.



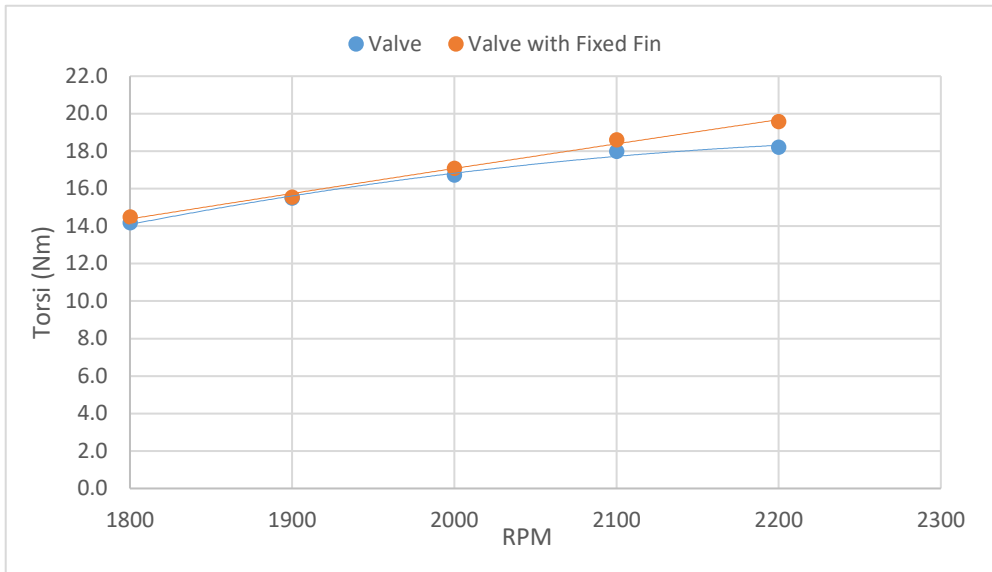
Grafik 4.10 Perbandingan daya maksimum pada tiap rpm penambahan 1 l/m CNG

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa semakin tinggi rpm maka semakin tinggi daya yang dihasilkan pada saat full load. Pada saat rpm 1800, daya maksimum ketika menggunakan *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 2,6 kW dan 2,7 kW. Sedangkan ketika rpm 1900, daya maksimum yaitu 3,07 kW dan 3,09 kW berturut-turut antara *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin*. Pada rpm 2000, didapatkan 3,5 kW dan 3,6 kW daya dengan modifikasi *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan menggunakan penambahan *fixed fin*. Kemudian daya dihasilkan 3,9 kW tanpa penambahan *fixed fin* dan 4 kW dengan penambahan *fixed fin* pada rpm 2100. Pada saat rpm 2200, daya maksimum ketika menggunakan *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut adalah 4,1 kW dan 4,5 kW.

Fenomena ini menunjukkan bahwa pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* dapat meningkatkan performa daya mesin pada rpm 2200 hingga 10% dalam keadaan full load.

4.3.2 Analisa Grafik Torsi

Pembahasan analisa torsi disajikan dengan grafik perbandingan torsi dengan rpm. Grafik dibawah menjelaskan tentang fenomena yang akan terjadi akibat pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* gas – oil fuel engine terhadap torsi maksimum.



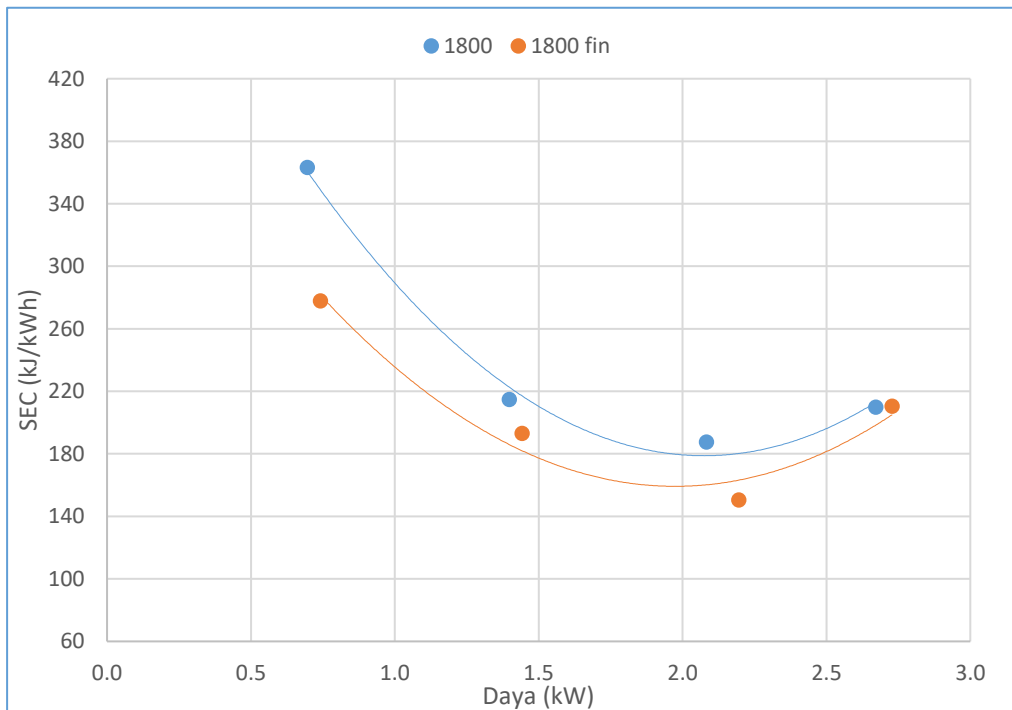
Grafik 4.11 Perbandingan torsi maksimum pada tiap rpm penambahan 1 l/m CNG

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa semakin tinggi rpm maka semakin tinggi juga torsi yang dihasilkan pada saat full load. Pada saat rpm 1800, torsi maksimum ketika menggunakan *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 14,1 Nm dan 14,5 Nm. Sedangkan ketika rpm 1900, torsi maksimum yaitu 15,48 Nm dan 15,53 Nm berturut-turut antara *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin*. Pada rpm 2000, didapatkan 16,7 Nm dan 17 Nm torsi dengan modifikasi *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan menggunakan penambahan *fixed fin*. Kemudian torsi dihasilkan 17,9 Nm tanpa penambahan *fixed fin* dan 18,6 Nm dengan penambahan *fixed fin* pada rpm 2100. Pada saat rpm 2200, torsi maksimum ketika menggunakan *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut adalah 18,2 Nm dan 19,6 Nm.

Fenomena ini menunjukkan bahwa pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* dapat meningkatkan performa torsi mesin pada tiap putaran konstan hingga 8%.

4.3.3 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 1800

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya antara mesin ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* pada putaran konstan 1800 rpm. Terlihat bahwa ada fenomena yang terjadi saat mesin beroperasi dengan putaran konstan 1800 rpm.

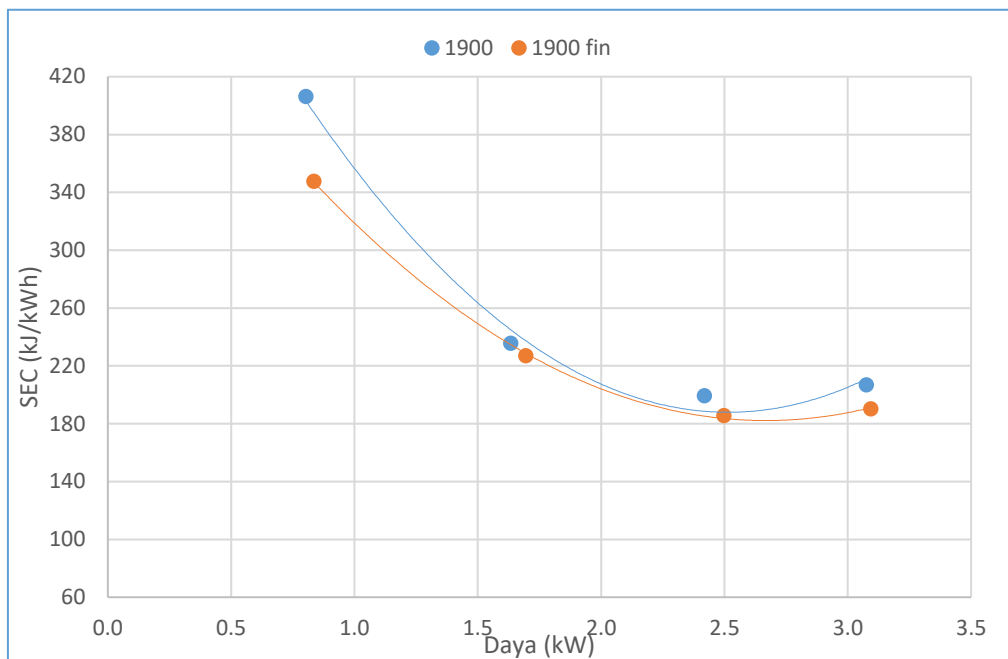


Grafik 4.12 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 1 l/m CNG 1800 rpm

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa konsumsi energi spesifik mengalami penurunan hingga pada saat daya tertentu mengalami kenaikan kembali. Hal ini menyebabkan ketika daya maksimum bukan berarti konsumsi energi spesifik menjadi titik tertinggi atau sebaliknya. Pada rpm 1800 ketika daya maksimum, konsumsi energi antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 209,7 kJ/kWh dan 210 kJ/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan konsumsi energi lebih rendah ketika daya maksimum pada putaran konstan 1800 rpm.

4.3.4 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 1900

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya antara mesin ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* pada putaran konstan 1900 rpm.

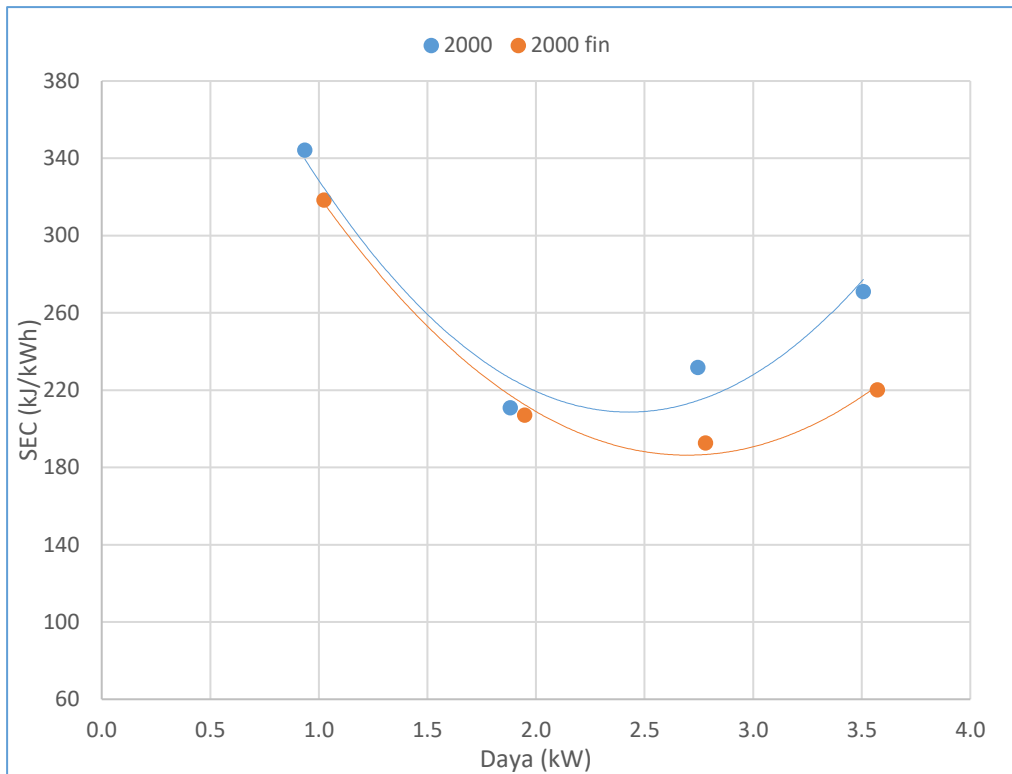


Grafik 4.13 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 1 l/m CNG 1900 rpm

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa konsumsi energi spesifik mengalami penurunan hingga pada saat daya tertentu mengalami kenaikan kembali. Hal ini menyebabkan ketika daya maksimum bukan berarti konsumsi energi spesifik menjadi titik tertinggi atau sebaliknya. Pada rpm 1900 ketika daya maksimum, konsumsi energi antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 206,8 kJ/kWh dan 190,2 kJ/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan konsumsi energi lebih rendah ketika daya maksimum pada putaran konstan 1900 rpm.

4.3.5 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 2000

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya antara mesin ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* pada putaran konstan 2000 rpm.

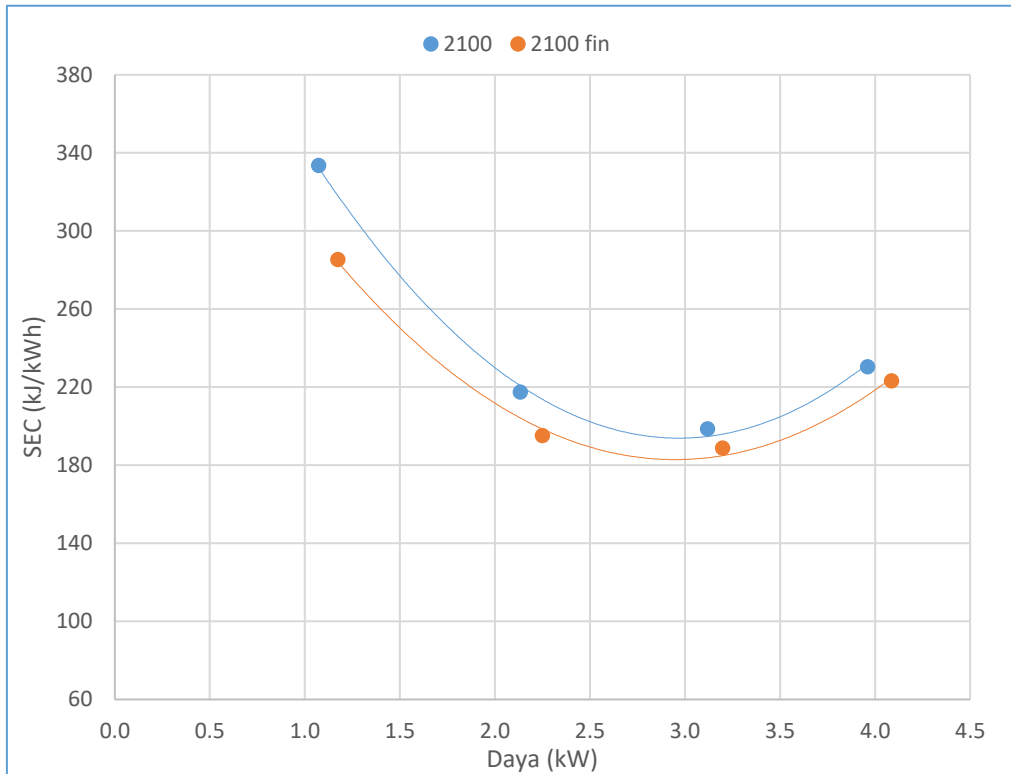


Grafik 4.14 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 1 l/m CNG 2000 rpm

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa konsumsi energi spesifik mengalami penurunan hingga pada saat daya tertentu mengalami kenaikan kembali. Hal ini menyebabkan ketika daya maksimum bukan berarti konsumsi energi spesifik menjadi titik tertinggi atau sebaliknya. Pada rpm 2000 ketika daya maksimum, konsumsi energi antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 270,9 kJ/kWh dan 220,2 kJ/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan konsumsi energi lebih rendah ketika daya maksimum pada putaran konstan 2000 rpm.

4.3.6 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 2100

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya antara mesin ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* pada putaran konstan 2100 rpm.

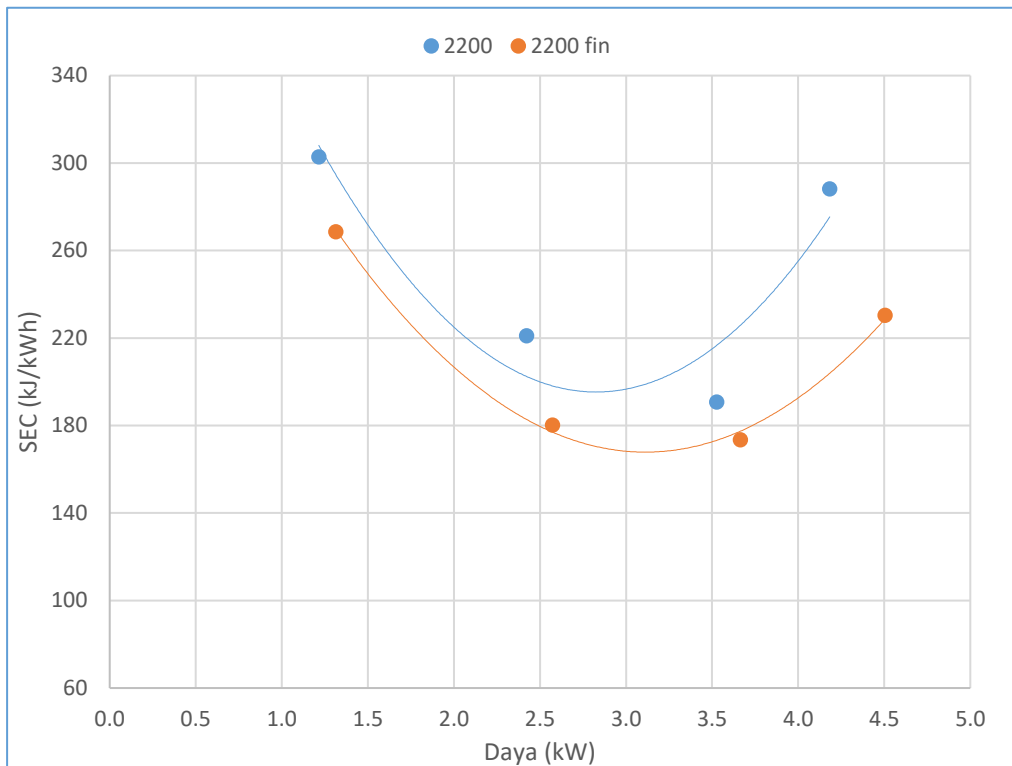


Grafik 4.15 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 1 l/m CNG 2100 rpm

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa konsumsi energi spesifik mengalami penurunan hingga pada saat daya tertentu mengalami kenaikan kembali. Hal ini menyebabkan ketika daya maksimum bukan berarti konsumsi energi spesifik menjadi titik tertinggi atau sebaliknya. Pada rpm 2100 ketika daya maksimum, konsumsi energi antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 230,4 kJ/kWh dan 223,2 kJ/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan konsumsi energi lebih rendah ketika daya maksimum pada putaran konstan 2100 rpm.

4.3.7 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 2200

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya antara mesin ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* pada putaran konstan 2200 rpm.

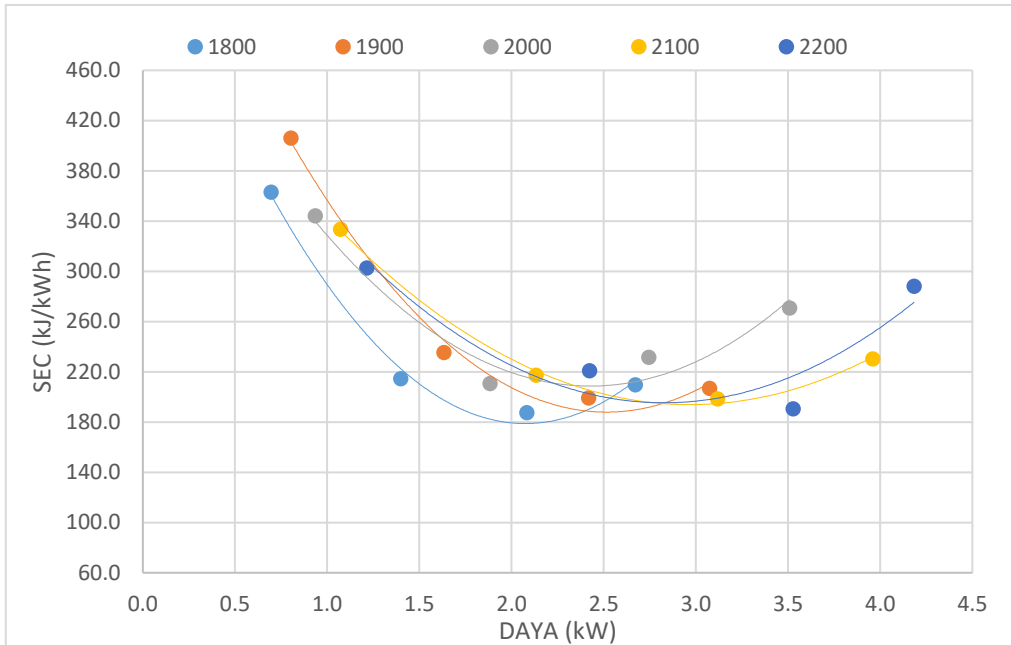


Grafik 4.16 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 1 l/m CNG 2200 rpm

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa konsumsi energi spesifik mengalami penurunan hingga pada saat daya tertentu mengalami kenaikan kembali. Hal ini menyebabkan ketika daya maksimum bukan berarti konsumsi energi spesifik menjadi titik tertinggi atau sebaliknya. Pada rpm 2200 ketika daya maksimum, konsumsi energi antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 288 kJ/kWh dan 230,4 kJ/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan konsumsi energi lebih rendah ketika daya maksimum pada putaran konstan 2200 rpm.

4.3.8 Analisa Grafik SEC vs Daya Valve tanpa Fixed Fin

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya tiap rpm ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin*. Analisa tiap daya pada masing-masing rpm akan menunjukkan bagaimana trendline yang terjadi pada konsumsi energi spesifik. Sehingga pada akhirnya dapat dilihat bagaimana perbandingan konsumsi energi spesifik terhadap daya ketika menggunakan *air intake valve* tanpa menggunakan *fixed fin* dan dengan menggunakan *fixed fin*.

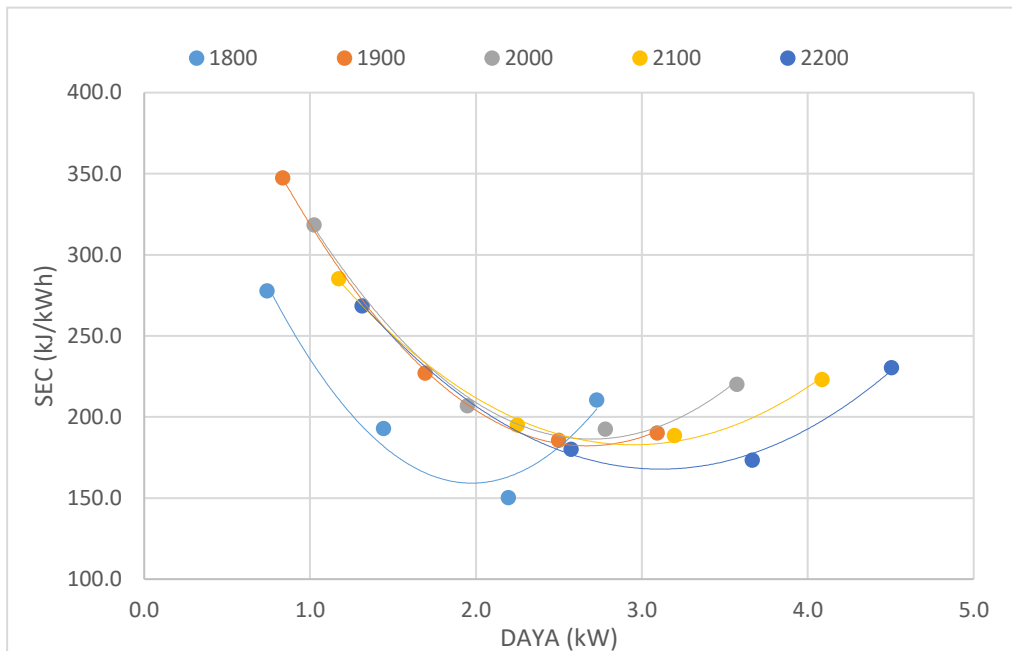


Grafik 4.17 Grafik SEC vs Daya air intake valve tanpa fixed fin penambahan 1 l/m CNG

Grafik 4.17 menunjukkan perbandingan konsumsi energi spesifik terhadap daya. Grafik diatas menampilkan ketika mesin menggunakan *air intake valve* tanpa modifikasi penambahan *fixed fin*. Dapat dilihat pada grafik 4.17 bahwa konsumsi energi spesifik paling rendah pada putaran 1800 rpm yaitu 187,5 kJ/kWh pada daya 2 kW. Sedangkan konsumsi energi spesifik paling rendah keadaan beban maksimum yaitu pada putaran 1900 rpm dengan nilai 206,8 kJ/kWh pada daya 3,07 kW. Dan konsumsi energi spesifik paling tinggi keadaan beban maksimum yaitu pada putaran 2200 rpm dengan nilai 288,1 kJ/kWh pada daya 4,18 kW.

4.3.9 Analisa Grafik SEC vs Daya Valve dengan *Fixed Fin*

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya tiap rpm ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin*. Analisa tiap daya pada masing-masing rpm akan menunjukkan bagaimana trendline yang terjadi pada konsumsi energi spesifik. Sehingga pada akhirnya dapat dilihat bagaimana perbandingan konsumsi energi spesifik terhadap daya ketika menggunakan *air intake valve* tanpa menggunakan *fixed fin* dan dengan menggunakan *fixed fin*.



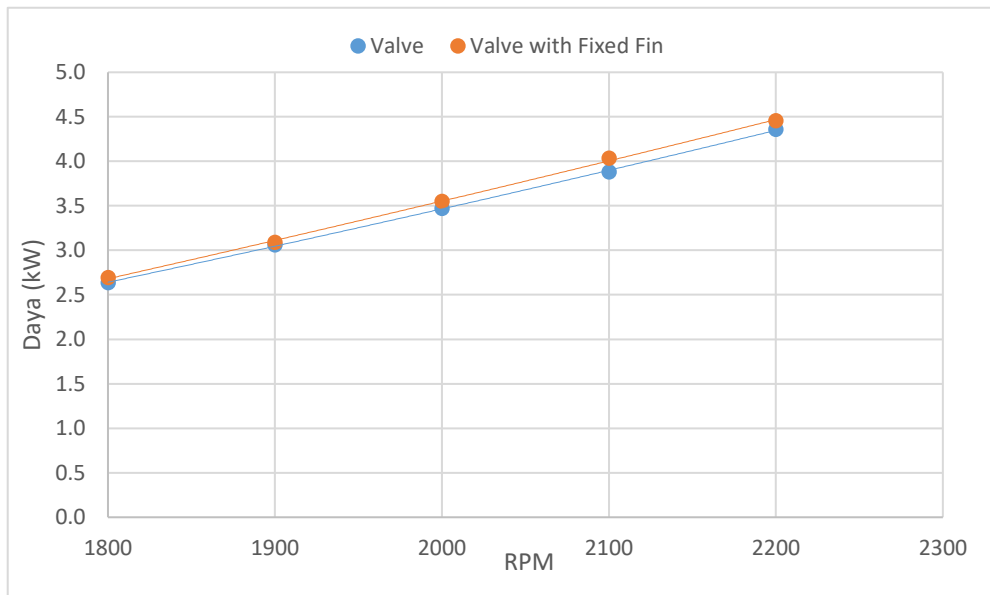
Grafik 4.18 Grafik SEC vs Daya air intake valve dengan fixed fin penambahan 1 l/m CNG

Grafik 4.18 menunjukkan perbandingan konsumsi energi spesifik terhadap daya. Grafik diatas menampilkan ketika mesin menggunakan *air intake valve* dengan modifikasi penambahan *fixed fin*. Dapat dilihat pada grafik 4.18 bahwa konsumsi energi spesifik paling rendah pada putaran 1800 rpm yaitu 150,36 kJ/kWh pada daya 2,2 kW. Sedangkan konsumsi energi spesifik paling rendah keadaan beban maksimum yaitu pada putaran 1900 rpm dengan nilai 190,2 kJ/kWh pada daya 3,09 kW. Dan konsumsi energi spesifik paling tinggi keadaan beban maksimum yaitu pada putaran 2200 rpm dengan nilai 230,4 kJ/kWh pada daya 4,5 kW.

4.4 Hasil Eksperimen Pertamina DEX + 2 l/m CNG

4.4.1 Analisa Grafik Daya

Pembahasan analisa daya disajikan dengan grafik perbandingan daya dengan rpm. Grafik dibawah menjelaskan tentang fenomena yang akan terjadi akibat pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve gas – oil fuel engine* terhadap daya maksimum.



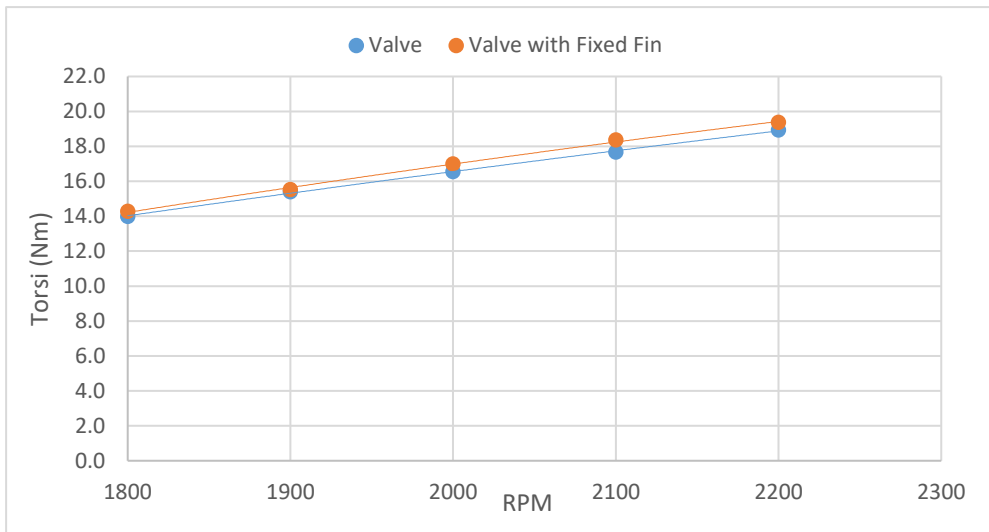
Grafik 4.19 Perbandingan daya maksimum pada tiap rpm penambahan CNG 2 l/m

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa semakin tinggi rpm maka semakin tinggi daya yang dihasilkan pada saat full load. Pada saat rpm 1800, daya maksimum ketika menggunakan *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 2,6 kW dan 2,7 kW. Sedangkan ketika rpm 1900, daya maksimum yaitu 3,06 kW dan 3,08 kW berturut-turut antara *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin*. Pada rpm 2000, didapatkan 3,4 kW dan 3,55 kW daya dengan modifikasi *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan menggunakan penambahan *fixed fin*. Kemudian daya dihasilkan 3,8 kW tanpa penambahan *fixed fin* dan 4 kW dengan penambahan *fixed fin* pada rpm 2100. Pada saat rpm 2200, daya maksimum ketika menggunakan *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut adalah 4,3 kW dan 4,45 kW.

Fenomena ini menunjukkan bahwa pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* dapat meningkatkan performa daya mesin pada rpm 2200 hingga 8% dalam keadaan full load.

4.4.2 Analisa Grafik Torsi

Pembahasan analisa torsi disajikan dengan grafik perbandingan torsi dengan rpm. Grafik dibawah menjelaskan tentang fenomena yang akan terjadi akibat pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* gas – oil fuel engine terhadap torsi maksimum.



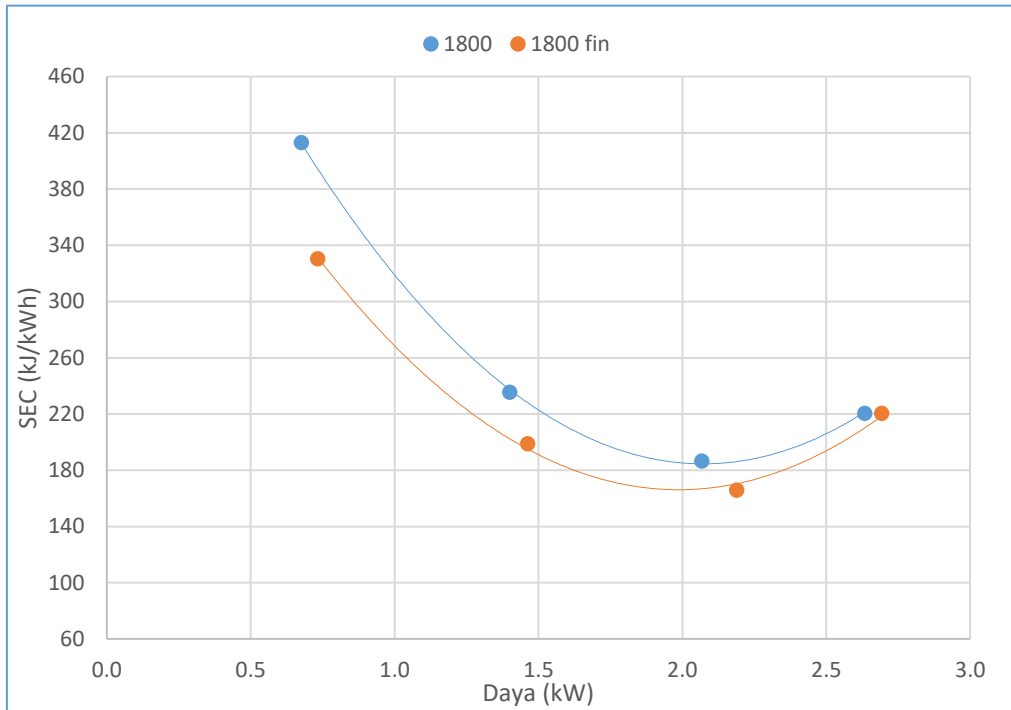
Grafik 4.20 Perbandingan torsi maksimum pada tiap rpm penambahan CNG 2 l/m

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa semakin tinggi rpm maka semakin tinggi juga torsi yang dihasilkan pada saat full load. Pada saat rpm 1800, torsi maksimum ketika menggunakan *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 14 Nm dan 14,3 Nm. Sedangkan ketika rpm 1900, torsi maksimum yaitu 15,4 Nm dan 15,5 Nm berturut-turut antara *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin*. Pada rpm 2000, didapatkan 16,5 Nm dan 17 Nm torsi dengan modifikasi *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan menggunakan penambahan *fixed fin*. Kemudian torsi dihasilkan 17,6 Nm tanpa penambahan *fixed fin* dan 18,35 Nm dengan penambahan *fixed fin* pada rpm 2100. Pada saat rpm 2200, torsi maksimum ketika menggunakan *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut adalah 18,9 Nm dan 19,3 Nm.

Fenomena ini menunjukkan bahwa pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* dapat meningkatkan performa torsi mesin pada tiap putaran konstan hingga 5%.

4.4.3 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 1800

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya antara mesin ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* pada putaran konstan 1800 rpm.

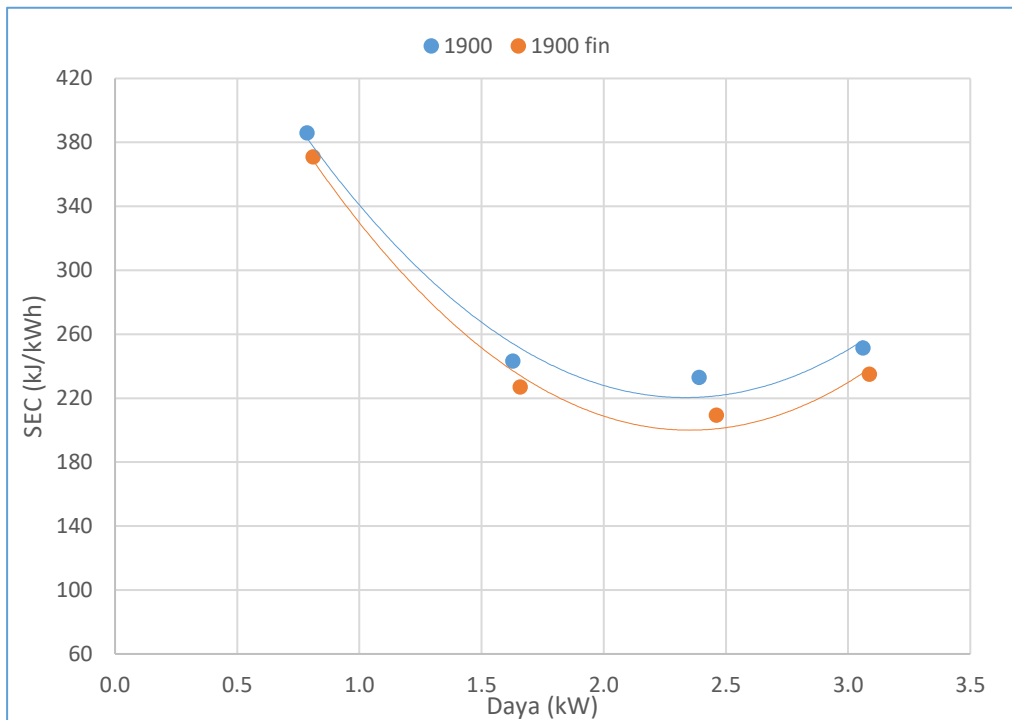


Grafik 4.21 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 2 l/m CNG 1800 rpm

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa konsumsi energi spesifik mengalami penurunan hingga pada saat daya tertentu mengalami kenaikan kembali. Hal ini menyebabkan ketika daya maksimum bukan berarti konsumsi energi spesifik menjadi titik tertinggi atau sebaliknya. Pada rpm 1800 ketika daya maksimum, konsumsi energi antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 220,4 kJ/kWh dan 220,5 kJ/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan konsumsi energi lebih rendah ketika daya maksimum pada putaran konstan 1800 rpm.

4.4.4 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 1900

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya antara mesin ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* pada putaran konstan 1900 rpm.

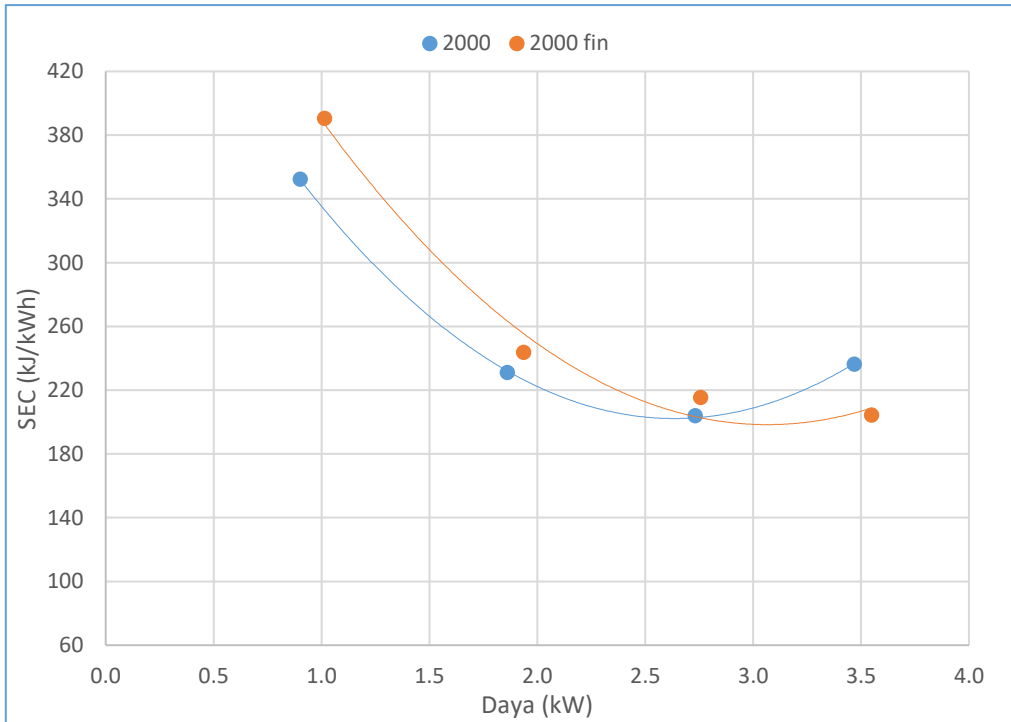


Grafik 4.22 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 2 l/m CNG 1900 rpm

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa konsumsi energi spesifik mengalami penurunan hingga pada saat daya tertentu mengalami kenaikan kembali. Hal ini menyebabkan ketika daya maksimum bukan berarti konsumsi energi spesifik menjadi titik tertinggi atau sebaliknya. Pada rpm 1900 ketika daya maksimum, konsumsi energi antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 251,4 kJ/kWh dan 235 kJ/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan konsumsi energi lebih rendah ketika daya maksimum pada putaran konstan 1900 rpm.

4.4.5 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 2000

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya antara mesin ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* pada putaran konstan 2000 rpm.

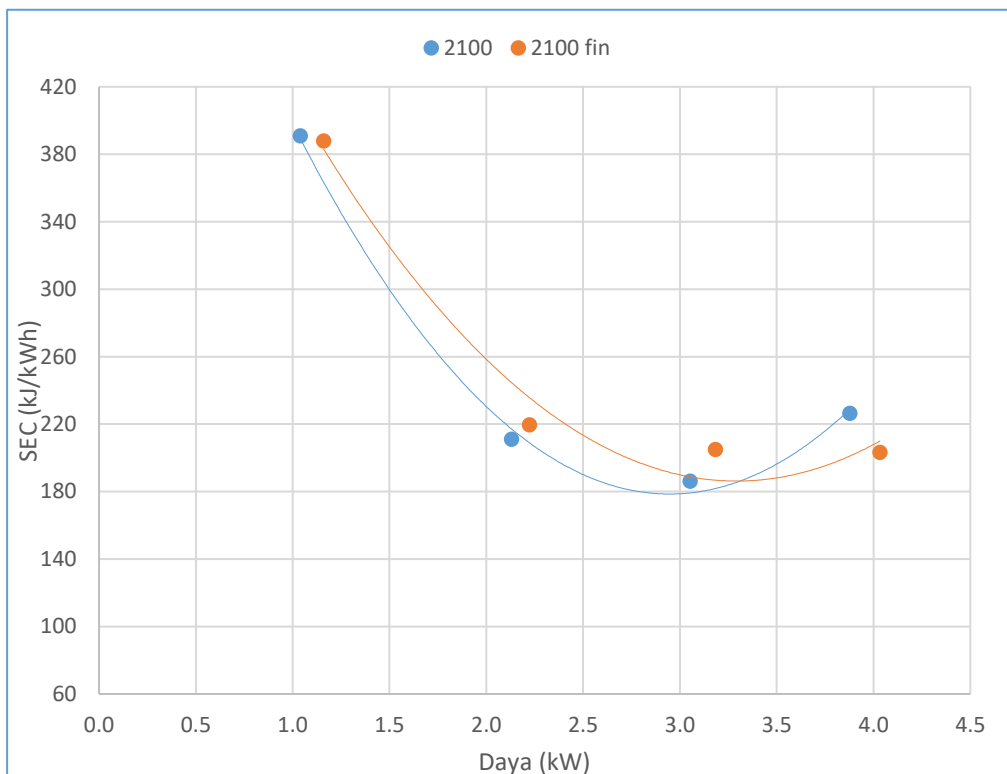


Grafik 4.23 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 2 l/m CNG 2000 rpm

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa konsumsi energi spesifik mengalami penurunan hingga pada saat daya tertentu mengalami kenaikan kembali. Hal ini menyebabkan ketika daya maksimum bukan berarti konsumsi energi spesifik menjadi titik tertinggi atau sebaliknya. Pada rpm 2000 ketika daya maksimum, konsumsi energi antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 236,3 kJ/kWh dan 204,4 kJ/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan konsumsi energi lebih rendah ketika daya maksimum pada putaran konstan 2000 rpm. Namun pada keadaan beban rendah fenomena yang terjadi adalah konsumsi energi spesifik dengan penambahan *fixed fin* lebih tinggi.

4.4.6 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 2100

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya antara mesin ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* pada putaran konstan 2100 rpm.

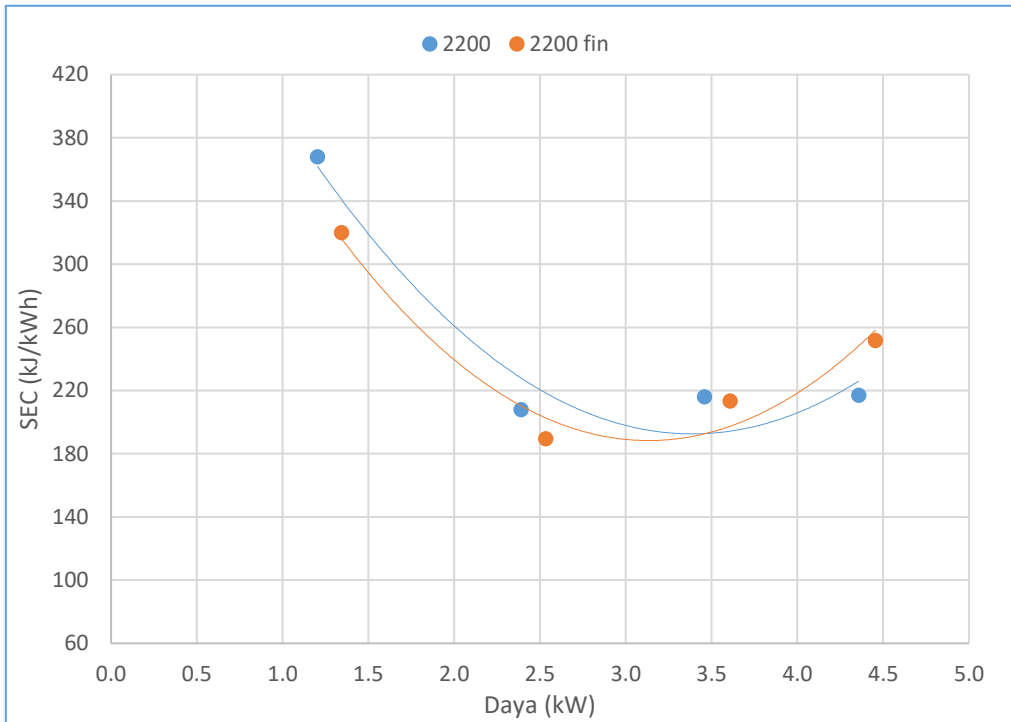


Grafik 4.24 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 2 l/m CNG 2100 rpm

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa konsumsi energi spesifik mengalami penurunan hingga pada saat daya tertentu mengalami kenaikan kembali. Hal ini menyebabkan ketika daya maksimum bukan berarti konsumsi energi spesifik menjadi titik tertinggi atau sebaliknya. Pada rpm 2100 ketika daya maksimum, konsumsi energi antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 226,2 kJ/kWh dan 203,2 kJ/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan konsumsi energi lebih rendah ketika daya maksimum pada putaran konstan 2100 rpm. Namun pada keadaan beban rendah fenomena yang terjadi adalah konsumsi energi spesifik dengan penambahan *fixed fin* lebih tinggi.

4.4.7 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 2200

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya antara mesin ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* pada putaran konstan 2200 rpm.

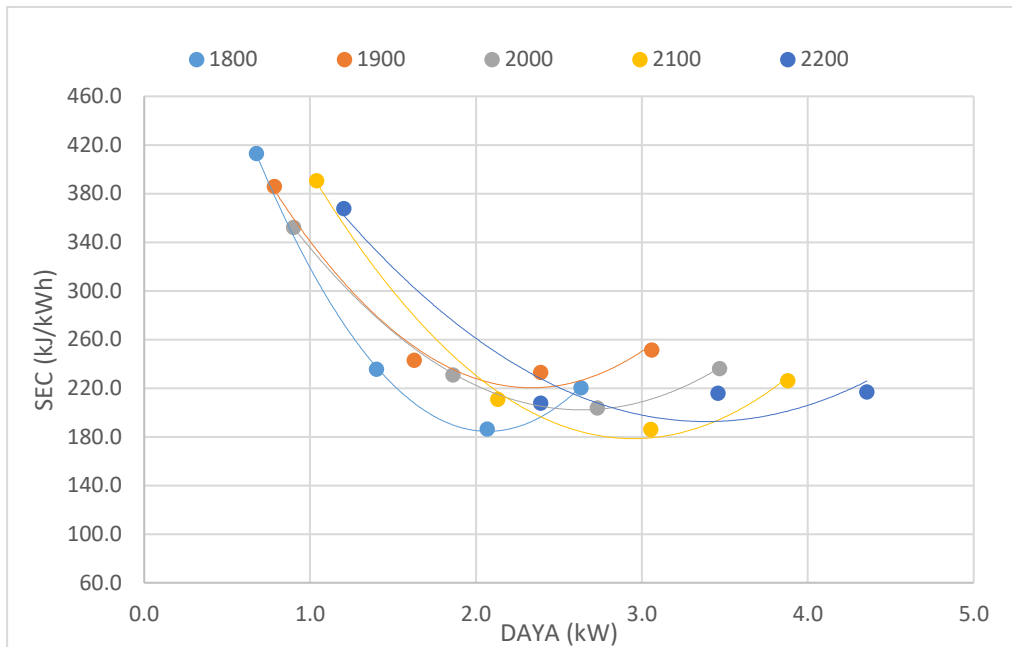


Grafik 4.25 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 2 l/m CNG 2200 rpm

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa konsumsi energi spesifik mengalami penurunan hingga pada saat daya tertentu mengalami kenaikan kembali. Hal ini menyebabkan ketika daya maksimum bukan berarti konsumsi energi spesifik menjadi titik tertinggi atau sebaliknya. Pada rpm 2200 ketika daya maksimum, konsumsi energi antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 217 kJ/kWh dan 251,6 kJ/kWh. Hal ini menunjukkan fenomena bahwa ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan konsumsi energi lebih tinggi ketika daya maksimum pada putaran konstan 2200 rpm atau putaran tinggi. Namun pada keadaan beban rendah fenomena yang terjadi adalah konsumsi energi spesifik dengan penambahan *fixed fin* lebih rendah.

4.4.8 Analisa Grafik SEC vs Daya Valve tanpa Fixed Fin

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya tiap rpm ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin*. Analisa tiap daya pada masing-masing rpm akan menunjukkan bagaimana trendline yang terjadi pada konsumsi energi spesifik. Sehingga pada akhirnya dapat dilihat bagaimana perbandingan konsumsi energi spesifik terhadap daya ketika menggunakan *air intake valve* tanpa menggunakan *fixed fin* dan dengan menggunakan *fixed fin*.

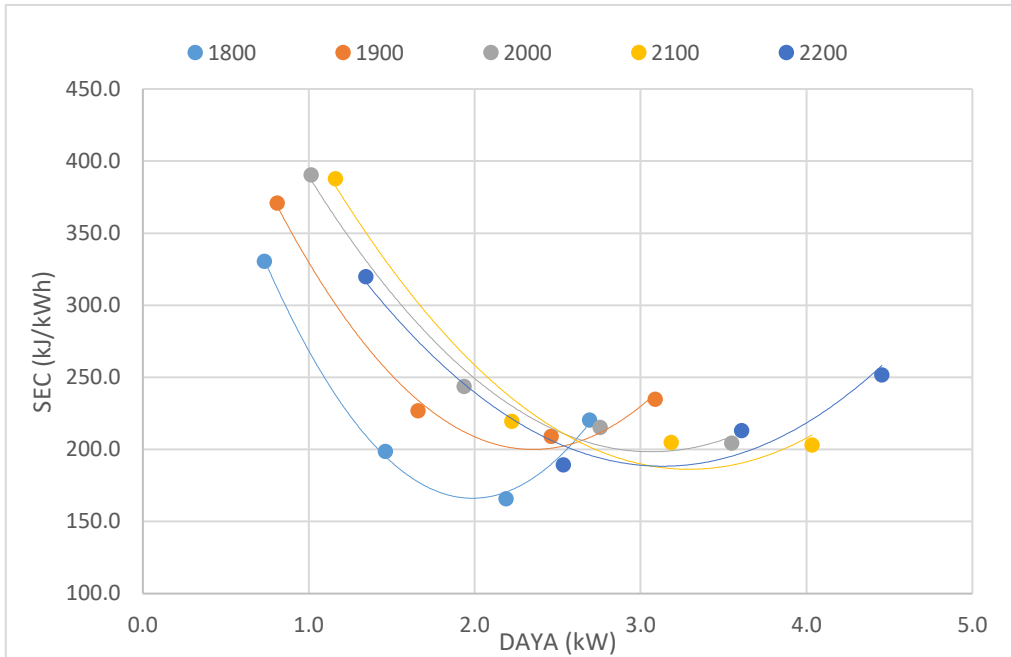


Grafik 4.26 Grafik SEC vs Daya air intake valve tanpa fixed fin penambahan 2 l/m CNG

Grafik 4.26 menunjukkan perbandingan konsumsi energi spesifik terhadap daya. Grafik diatas menampilkan ketika mesin menggunakan *air intake valve* tanpa modifikasi penambahan *fixed fin*. Dapat dilihat pada grafik 4.26 bahwa konsumsi energi spesifik paling rendah pada putaran 2100 rpm yaitu 186,1 kJ/kWh pada daya 3,05 kW. Sedangkan konsumsi energi spesifik paling rendah keadaan beban maksimum yaitu pada putaran 2200 rpm dengan nilai 217 kJ/kWh pada daya 4,35 kW. Dan konsumsi energi spesifik paling tinggi keadaan beban maksimum yaitu pada putaran 1900 rpm dengan nilai 251,4 kJ/kWh pada daya 3,06 kW.

4.4.9 Analisa Grafik SEC vs Daya Valve dengan *Fixed Fin*

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya tiap rpm ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin*. Analisa tiap daya pada masing-masing rpm akan menunjukkan bagaimana trendline yang terjadi pada konsumsi energi spesifik. Sehingga pada akhirnya dapat dilihat bagaimana perbandingan konsumsi energi spesifik terhadap daya ketika menggunakan *air intake valve* tanpa menggunakan *fixed fin* dan dengan menggunakan *fixed fin*.



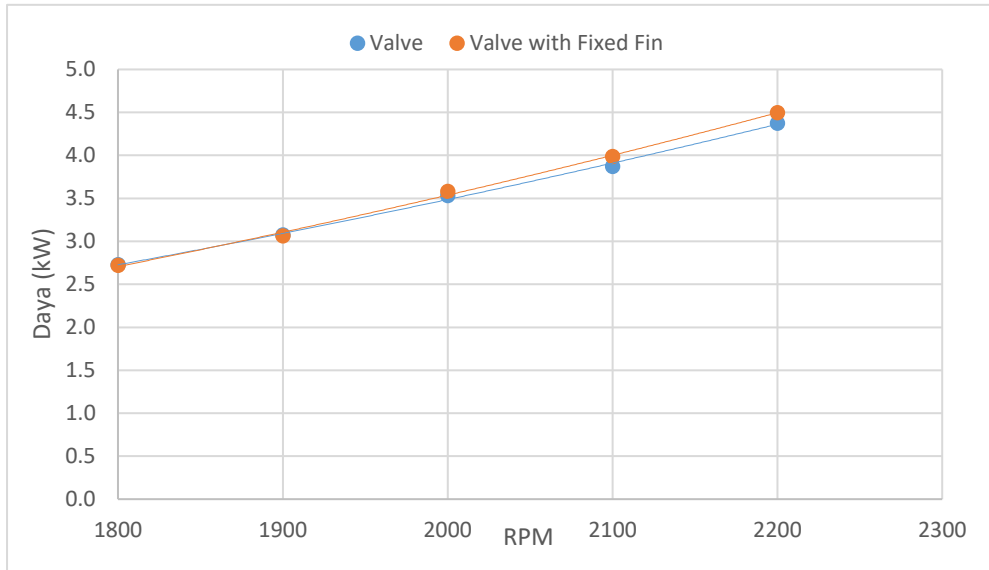
Grafik 4.27 Grafik SEC vs Daya air intake valve dengan fixed fin penambahan 2 l/m CNG

Grafik 4.27 menunjukkan perbandingan konsumsi energi spesifik terhadap daya. Grafik diatas menampilkan ketika mesin menggunakan *air intake valve* dengan modifikasi penambahan *fixed fin*. Dapat dilihat pada grafik 4.27 bahwa konsumsi energi spesifik paling rendah pada putaran 1800 rpm yaitu 165,9 kJ/kWh pada daya 2,18 kW. Sedangkan konsumsi energi spesifik paling rendah keadaan beban maksimum yaitu pada putaran 2100 rpm dengan nilai 203,2 kJ/kWh pada daya 4,03 kW. Dan konsumsi energi spesifik paling tinggi keadaan beban maksimum yaitu pada putaran 2200 rpm dengan nilai 251,7 kJ/kWh pada daya 4,45 kW.

4.5 Hasil Eksperimen Pertamina DEX + 3 l/m CNG

4.5.1 Analisa Grafik Daya

Pembahasan analisa daya disajikan dengan grafik perbandingan daya dengan rpm. Grafik dibawah menjelaskan tentang fenomena yang akan terjadi akibat pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve gas – oil fuel engine* terhadap daya maksimum.



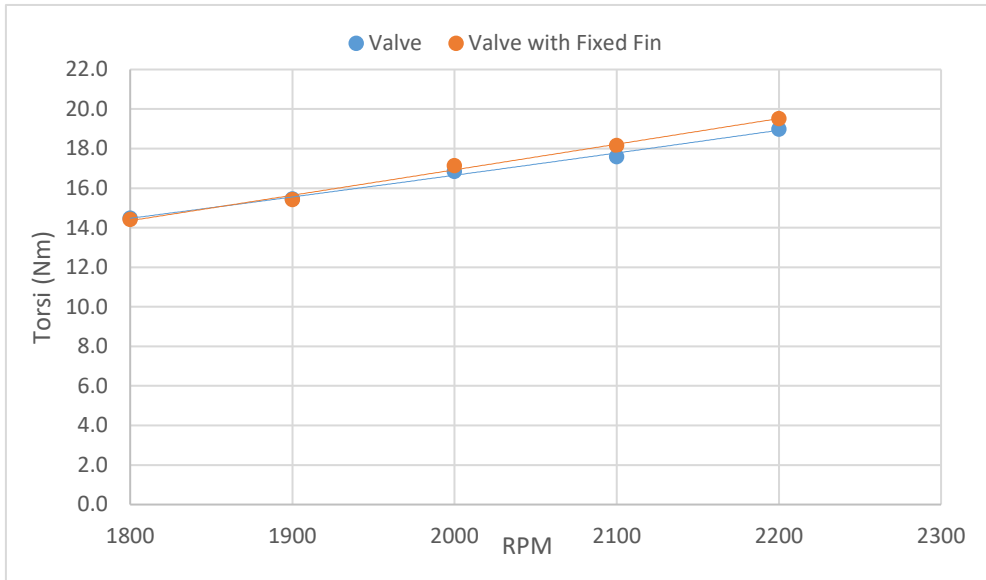
Grafik 4.28 Perbandingan daya maksimum pada tiap rpm penambahan CNG 3 l/m

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa semakin tinggi rpm maka semakin tinggi daya yang dihasilkan pada saat full load. Pada saat rpm 1800, daya maksimum ketika menggunakan *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 2,72 kW dan 2,73 kW. Sedangkan ketika rpm 1900, daya maksimum yaitu 3,06 kW dan 3,07 kW berturut-turut antara *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin*. Pada rpm 2000, didapatkan 3,5 kW dan 3,6 kW daya dengan modifikasi *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan menggunakan penambahan *fixed fin*. Kemudian daya dihasilkan 3,86 kW tanpa penambahan *fixed fin* dan 4 kW dengan penambahan *fixed fin* pada rpm 2100. Pada saat rpm 2200, daya maksimum ketika menggunakan *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut adalah 4,3 kW dan 4,5 kW.

Fenomena ini menunjukkan bahwa pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* dapat meningkatkan performa daya mesin pada rpm 2200 hingga 5% dalam keadaan full load.

4.5.2 Analisa Grafik Torsi

Pembahasan analisa torsi disajikan dengan grafik perbandingan torsi dengan rpm. Grafik dibawah menjelaskan tentang fenomena yang akan terjadi akibat pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* gas – oil fuel engine terhadap torsi maksimum.



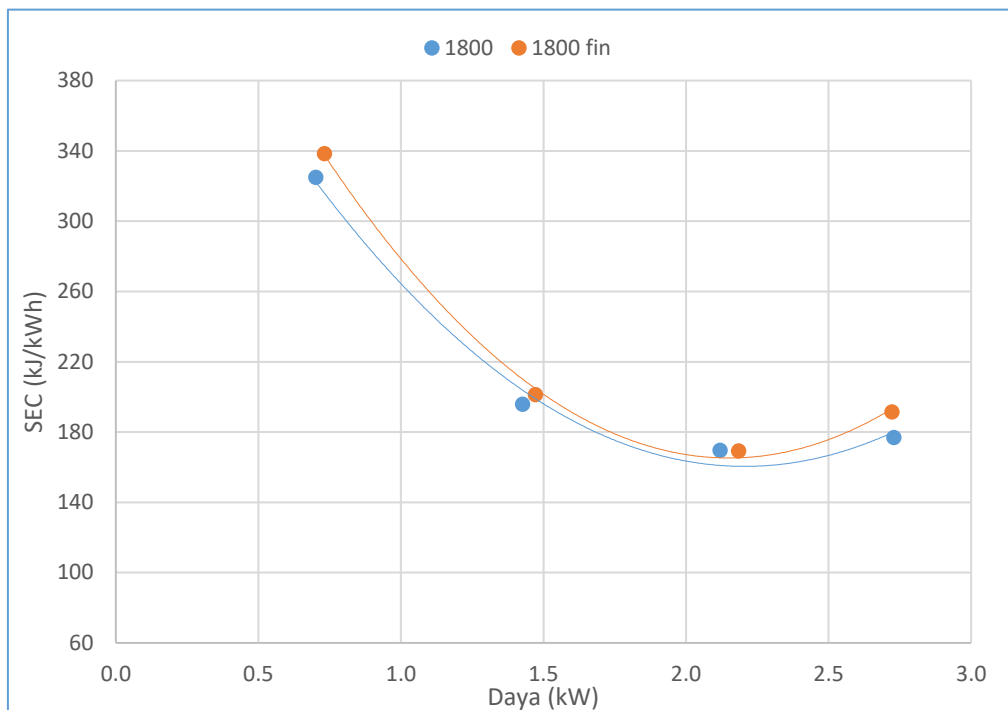
Grafik 4.29 Perbandingan torsi maksimum pada tiap rpm penambahan CNG 3 l/m

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa semakin tinggi rpm maka semakin tinggi juga torsi yang dihasilkan pada saat full load. Pada saat rpm 1800, torsi maksimum ketika menggunakan *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 14,5 Nm dan 14,4 Nm. Sedangkan ketika rpm 1900, torsi maksimum yaitu 15,46 Nm dan 15,42 Nm berturut-turut antara *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin*. Pada rpm 2000, didapatkan 16,8 Nm dan 17,1 Nm torsi dengan modifikasi *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan menggunakan penambahan *fixed fin*. Kemudian torsi dihasilkan 17,6 Nm tanpa penambahan *fixed fin* dan 18,1 Nm dengan penambahan *fixed fin* pada rpm 2100. Pada saat rpm 2200, torsi maksimum ketika menggunakan *air intake valve* dan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut adalah 19 Nm dan 19,5 Nm.

Fenomena ini menunjukkan bahwa pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* dapat meningkatkan performa torsi mesin pada tiap putaran konstan hingga 3%.

4.5.3 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 1800

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya antara mesin ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* pada putaran konstan 1800 rpm.

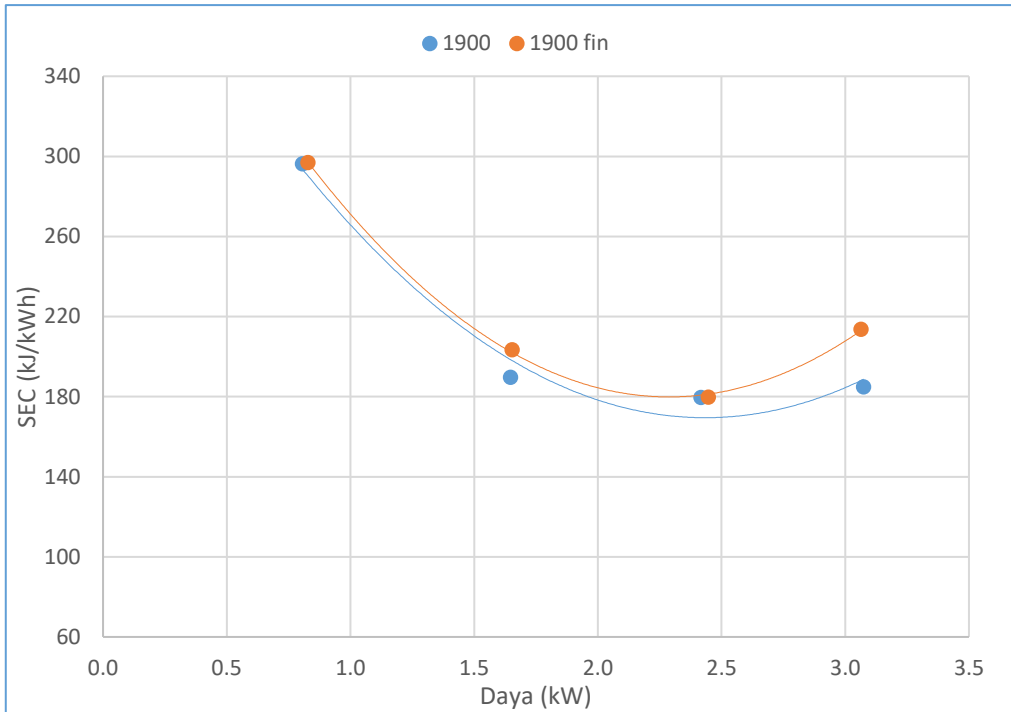


Grafik 4.30 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 3 l/m CNG 1800 rpm

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa konsumsi energi spesifik mengalami penurunan hingga pada saat daya tertentu mengalami kenaikan kembali. Hal ini menyebabkan ketika daya maksimum bukan berarti konsumsi energi spesifik menjadi titik tertinggi atau sebaliknya. Pada rpm 1800 ketika daya maksimum, konsumsi energi antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 176,9 kJ/kWh dan 191,5 kJ/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan konsumsi energi lebih tinggi ketika daya maksimum pada putaran konstan 1800 rpm. Fenomena ini dapat disimpulkan bahwa pada putaran tinggi, penggunaan *fixed fin* pada *air intake valve* menyebabkan konsumsi energi lebih tinggi.

4.5.4 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 1900

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya antara mesin ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* pada putaran konstan 1900 rpm.

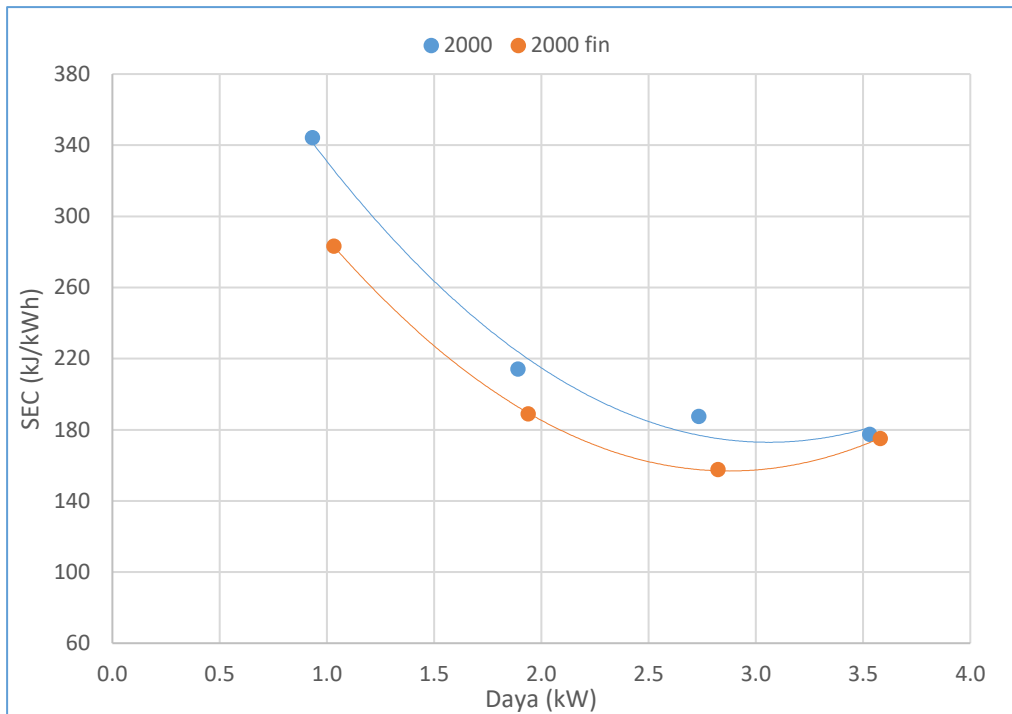


Grafik 4.31 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 3 l/m CNG 1900 rpm

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa konsumsi energi spesifik mengalami penurunan hingga pada saat daya tertentu mengalami kenaikan kembali. Hal ini menyebabkan ketika daya maksimum bukan berarti konsumsi energi spesifik menjadi titik tertinggi atau sebaliknya. Pada rpm 1900 ketika daya maksimum, konsumsi energi antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 184,8 kJ/kWh dan 312,6 kJ/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan konsumsi energi lebih tinggi ketika daya maksimum pada putaran konstan 1900 rpm. Fenomena ini memperkuat bahwa pada putaran tinggi, penggunaan *fixed fin* pada *air intake valve* menyebabkan konsumsi energi lebih tinggi.

4.5.5 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 2000

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya antara mesin ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* pada putaran konstan 2000 rpm.

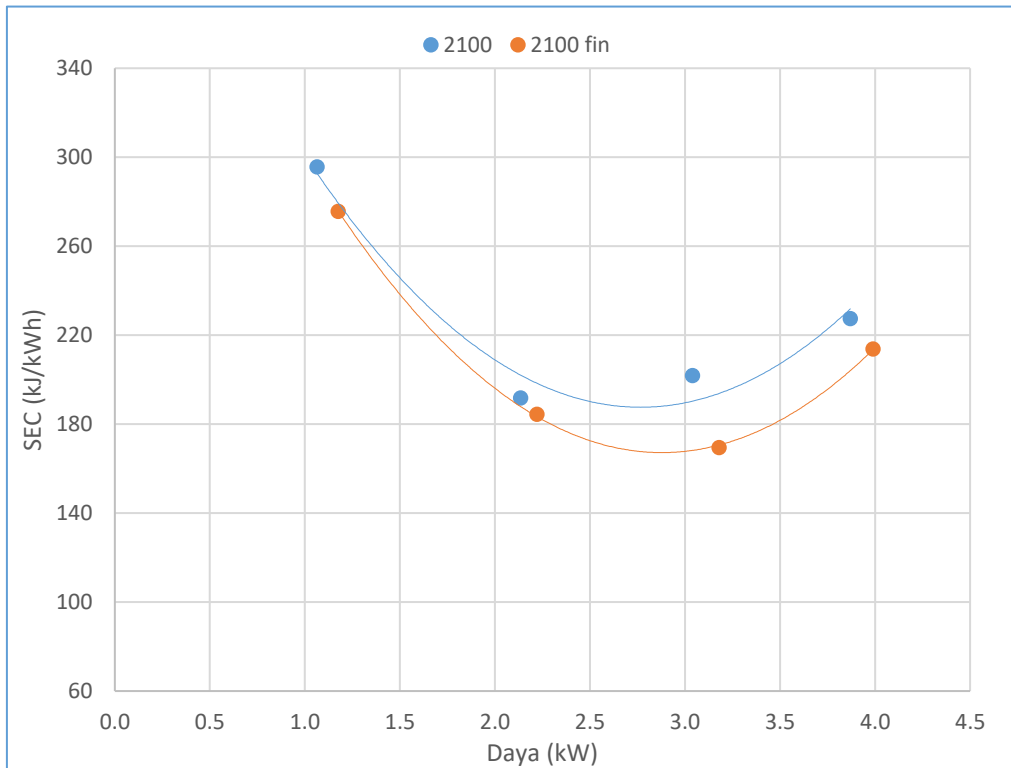


Grafik 4.32 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 3 l/m CNG 2000 rpm

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa konsumsi energi spesifik mengalami penurunan hingga pada saat daya tertentu mengalami kenaikan kembali. Hal ini menyebabkan ketika daya maksimum bukan berarti konsumsi energi spesifik menjadi titik tertinggi atau sebaliknya. Pada rpm 2000 ketika daya maksimum, konsumsi energi antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 177,4 kJ/kWh dan 175 kJ/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan konsumsi energi lebih rendah ketika daya maksimum pada putaran konstan 2000 rpm. Fenomena ini menjadikan bahwa pada putaran konstan 2000 rpm, konsumsi energi dengan penggunaan *fixed fin* lebih rendah.

4.5.6 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 2100

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya antara mesin ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* pada putaran konstan 2100 rpm.

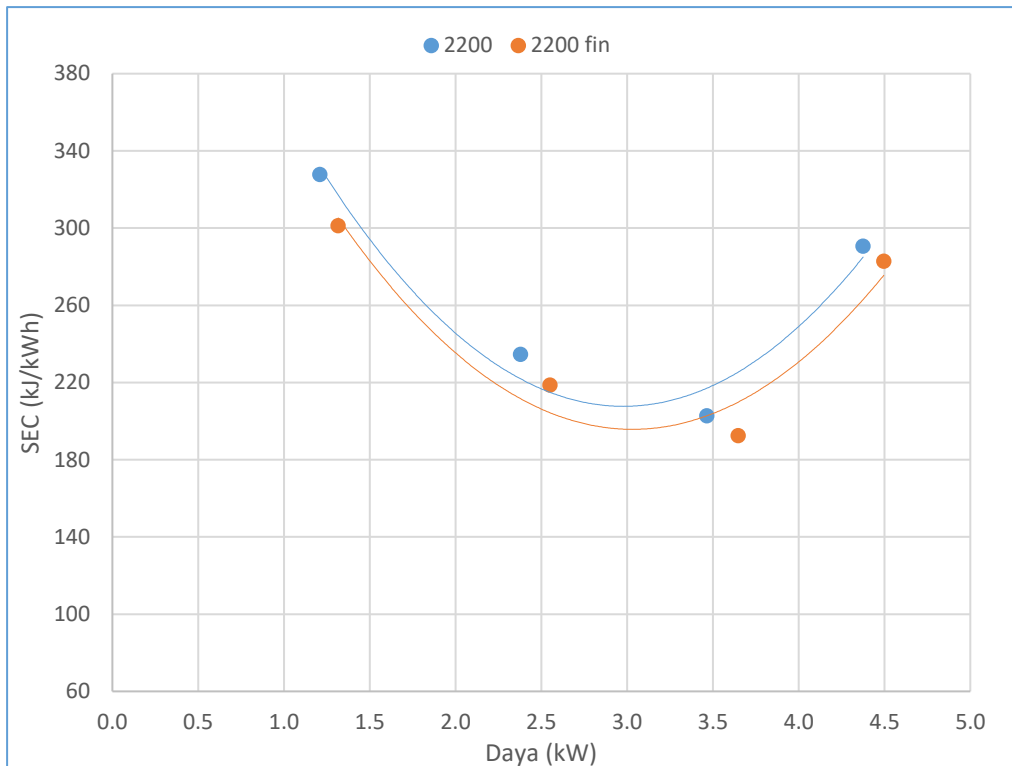


Grafik 4.33 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 3 l/m CNG 2100 rpm

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa konsumsi energi spesifik mengalami penurunan hingga pada saat daya tertentu mengalami kenaikan kembali. Hal ini menyebabkan ketika daya maksimum bukan berarti konsumsi energi spesifik menjadi titik tertinggi atau sebaliknya. Pada rpm 2100 ketika daya maksimum, konsumsi energi antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 227,5 kJ/kWh dan 213,8 kJ/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan konsumsi energi lebih rendah ketika daya maksimum pada putaran konstan 2100 rpm. Fenomena ini menjadikan bahwa pada putaran konstan 2100 rpm, konsumsi energi dengan penggunaan *fixed fin* lebih rendah.

4.5.7 Analisa Grafik SEC vs Daya pada rpm 2200

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya antara mesin ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* pada putaran konstan 2200 rpm.

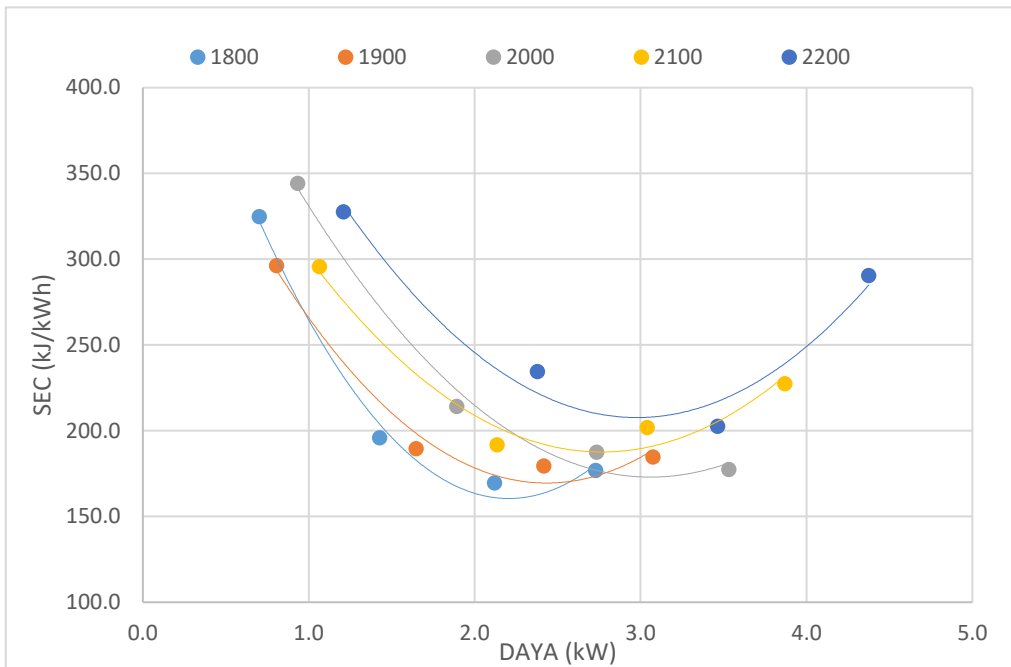


Grafik 4.34 Perbandingan SEC vs Daya penambahan 3 l/m CNG 2200 rpm

Pada grafik diatas didapat hasil bahwa konsumsi energi spesifik mengalami penurunan hingga pada saat daya tertentu mengalami kenaikan kembali. Hal ini menyebabkan ketika daya maksimum bukan berarti konsumsi energi spesifik menjadi titik tertinggi atau sebaliknya. Pada rpm 2200 ketika daya maksimum, konsumsi energi antara *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin* dan dengan penambahan *fixed fin* berturut-turut yaitu 290,5 kJ/kWh dan 282,7 kJ/kWh. Hal ini menunjukkan bahwa ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* menyebabkan konsumsi energi lebih rendah ketika daya maksimum pada putaran konstan 2200 rpm. Fenomena ini menjadikan bahwa pada putaran konstan 2200 rpm, konsumsi energi dengan penggunaan *fixed fin* lebih rendah.

4.5.8 Analisa Grafik SEC vs Daya Valve tanpa Fixed Fin

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya tiap rpm ketika menggunakan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin*. Analisa tiap daya pada masing-masing rpm akan menunjukkan bagaimana trendline yang terjadi pada konsumsi energi spesifik. Sehingga pada akhirnya dapat dilihat bagaimana perbandingan konsumsi energi spesifik terhadap daya ketika menggunakan *air intake valve* tanpa menggunakan *fixed fin* dan dengan menggunakan *fixed fin*.

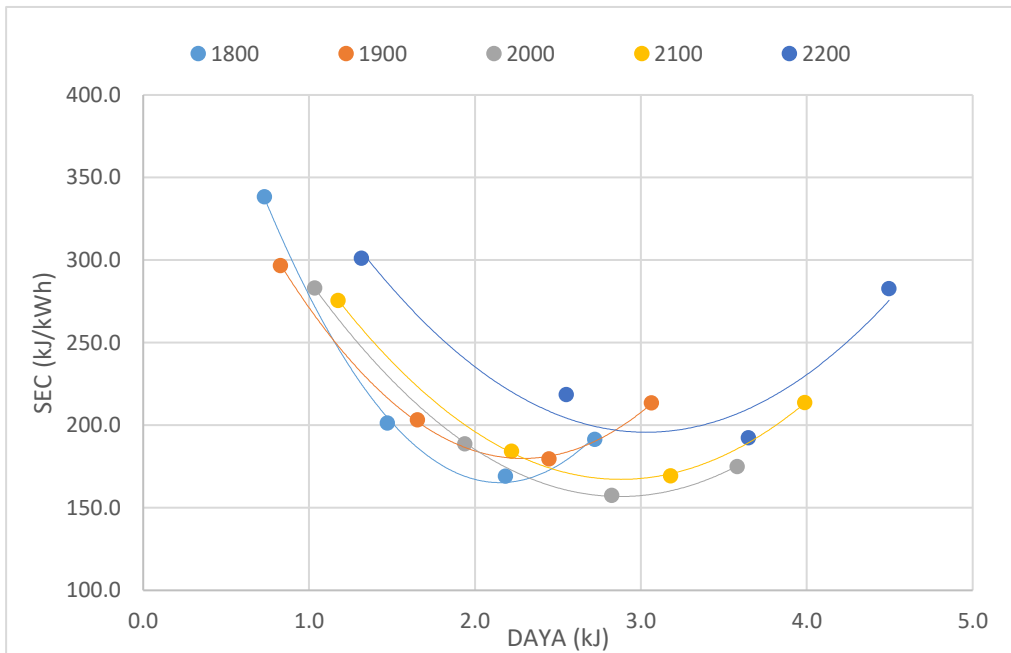


Grafik 4.35 Grafik SEC vs Daya air intake valve tanpa fixed fin penambahan 3 l/m CNG

Grafik 4.35 menunjukkan perbandingan konsumsi energi spesifik terhadap daya. Grafik diatas menampilkan ketika mesin menggunakan *air intake valve* tanpa modifikasi penambahan *fixed fin*. Dapat dilihat pada grafik 4.35 bahwa konsumsi energi spesifik paling rendah pada putaran 1800 rpm yaitu 169,7 kJ/kWh pada daya 2,1 kW. Sedangkan konsumsi energi spesifik paling rendah keadaan beban maksimum yaitu pada putaran 1800 rpm dengan nilai 176,9 kJ/kWh pada daya 2,7 kW. Dan konsumsi energi spesifik paling tinggi keadaan beban maksimum yaitu pada putaran 2200 rpm dengan nilai 290,5 kJ/kWh pada daya 4,37 kW.

4.5.9 Analisa Grafik SEC vs Daya Valve dengan *Fixed Fin*

Analisa grafik kali ini merupakan analisa perbandingan *Specific Energy Consumption* (SEC) vs Daya tiap rpm ketika menggunakan *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin*. Analisa tiap daya pada masing-masing rpm akan menunjukkan bagaimana trendline yang terjadi pada konsumsi energi spesifik. Sehingga pada akhirnya dapat dilihat bagaimana perbandingan konsumsi energi spesifik terhadap daya ketika menggunakan *air intake valve* tanpa menggunakan *fixed fin* dan dengan menggunakan *fixed fin*.



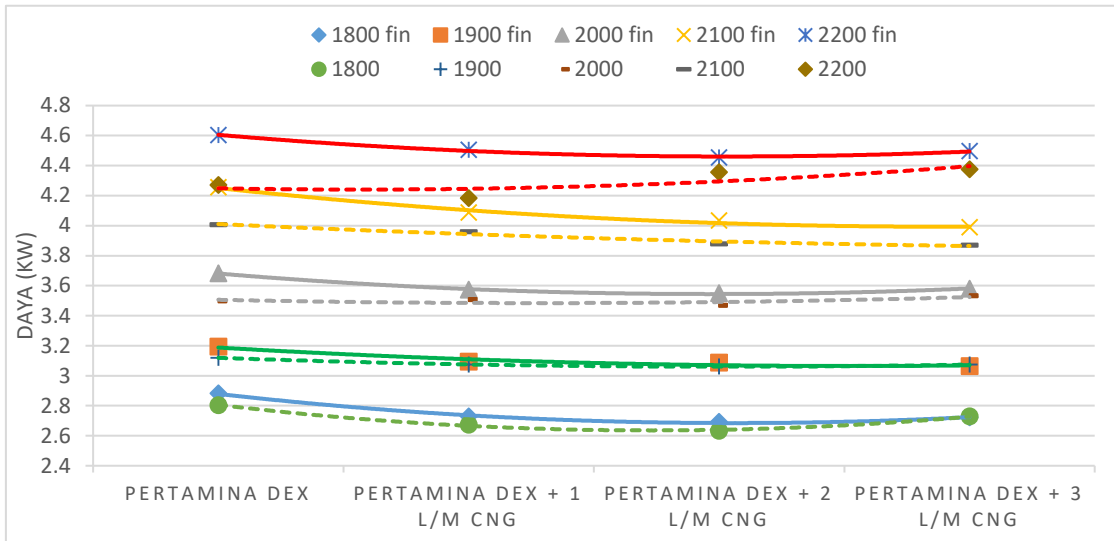
Grafik 4.36 Grafik SEC vs Daya air intake valve dengan fixed fin penambahan 3 l/m CNG

Grafik 4.36 menunjukkan perbandingan konsumsi energi spesifik terhadap daya. Grafik diatas menampilkan ketika mesin menggunakan *air intake valve* dengan modifikasi penambahan *fixed fin*. Dapat dilihat pada grafik 4.36 bahwa konsumsi energi spesifik paling rendah pada putaran 2000 rpm yaitu 157,5 kJ/kWh pada daya 2,8 kW. Sedangkan konsumsi energi spesifik paling rendah keadaan beban maksimum yaitu pada putaran 2000 rpm dengan nilai 175 kJ/kWh pada daya 3,58 kW. Dan konsumsi energi spesifik paling tinggi keadaan beban maksimum yaitu pada putaran 2200 rpm dengan nilai 282,7 kJ/kWh pada daya 4,5 kW.

4.6 Analisa Perbandingan

4.6.1 Analisa Daya

Pada analisa daya tahap ini dilakukan perbandingan antara *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* dan tanpa penambahan *fixed fin* terhadap masing-masing bahan bakar yang digunakan. Sehingga akan diketahui bagaimana pengaruh modifikasi *air intake valve* tersebut pada *diesel engine* dan *gas-oil fuel engine*. Setelah menemukan daya tertinggi pada beban maksimum maka dapat dianalisa lebih lanjut bagaimana hubungan daya tertinggi terhadap konsumsi energi yang dibutuhkan untuk menghasilkan daya paling baik.



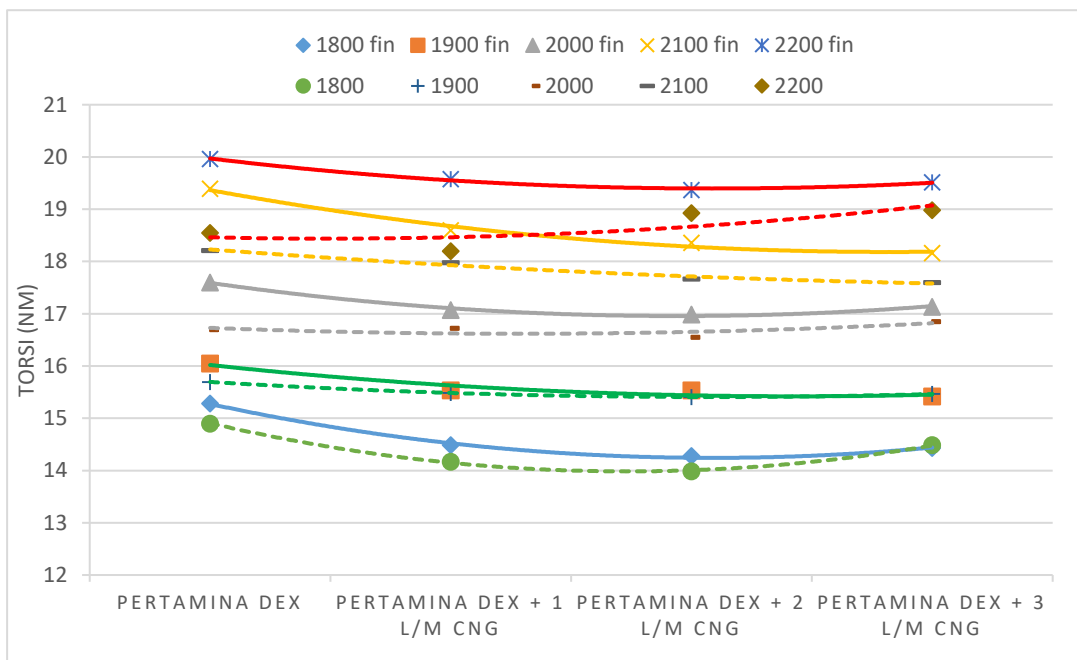
Grafik 4.37 Grafik Daya pada beban maksimum

Berdasarkan grafik 4.37 dapat disimpulkan bahwa perbedaan cukup tinggi ketika mesin beroperasi pada putaran konstan 2100 rpm dan 2200 rpm beban maksimum. Pada saat menggunakan penambahan *fixed fin* pada *air intake valve*, daya meningkat hampir 10% ketika menggunakan bahan bakar pertamina DEX tanpa campuran CNG. Semakin banyak bahan bakar CNG yang masuk, daya yang dihasilkan semakin menurun. Fenomena yang terjadi dapat dilihat pada putaran konstan 2200 rpm, ketika mendapatkan tambahan 1 l/m CNG daya meningkat dari 4,18 kW menjadi 4,5 kW. Saat penambahan 2 l/m CNG, daya meningkat dari 4,35 kW menjadi 4,45 kW. Namun pada saat penambahan 3 l/m CNG, daya meningkat dari 4,37 kW menjadi 4,49 kW.

Sedangkan analisa pada putaran konstan 2100 rpm, ketika menggunakan bahan bakar pertamina DEX, daya meningkat dari 4 kW menjadi 4,25 kW. Pada saat mendapatkan penambahan 1 l/m CNG, daya meningkat dari 3,95 kW menjadi 4,08 kW. Ketika penambahan 2 l/m CNG, daya meningkat dari 3,87 kW menjadi 4 kW. Namun pada saat penambahan 3 l/m CNG, daya hanya meningkat 3,87 kW menjadi 3,98 kW. Pada putaran konstan 1800 rpm, 1900 rpm, dan 2000 rpm penggunaan modifikasi penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* tidak terlalu signifikan. Sehingga dapat disimpulkan bahwa pengaruh tertinggi penggunaan *fixed fin* pada *air intake valve* adalah pada putaran konstan 2200 rpm dengan bahan bakar pertamina DEX dan pertamina DEX + 1 l/m CNG. Dan dapat dianalisa lebih lanjut bagaimana konsumsi energi yang terjadi antara performa *diesel engine* dan *gas-oil fuel engine*.

4.6.2 Analisa Torsi

Pada analisa torsi tahap ini dilakukan perbandingan antara *air intake valve* dengan penambahan *fixed fin* dan tanpa penambahan *fixed fin* terhadap masing-masing bahan bakar yang digunakan. Sehingga akan diketahui bagaimana pengaruh modifikasi *air intake valve* tersebut pada *diesel engine* dan *gas-oil fuel engine*. Setelah menemukan torsi tertinggi pada beban maksimum maka dapat dianalisa lebih lanjut bagaimana hubungan torsi tertinggi terhadap konsumsi energi yang dibutuhkan untuk menghasilkan torsi paling baik.



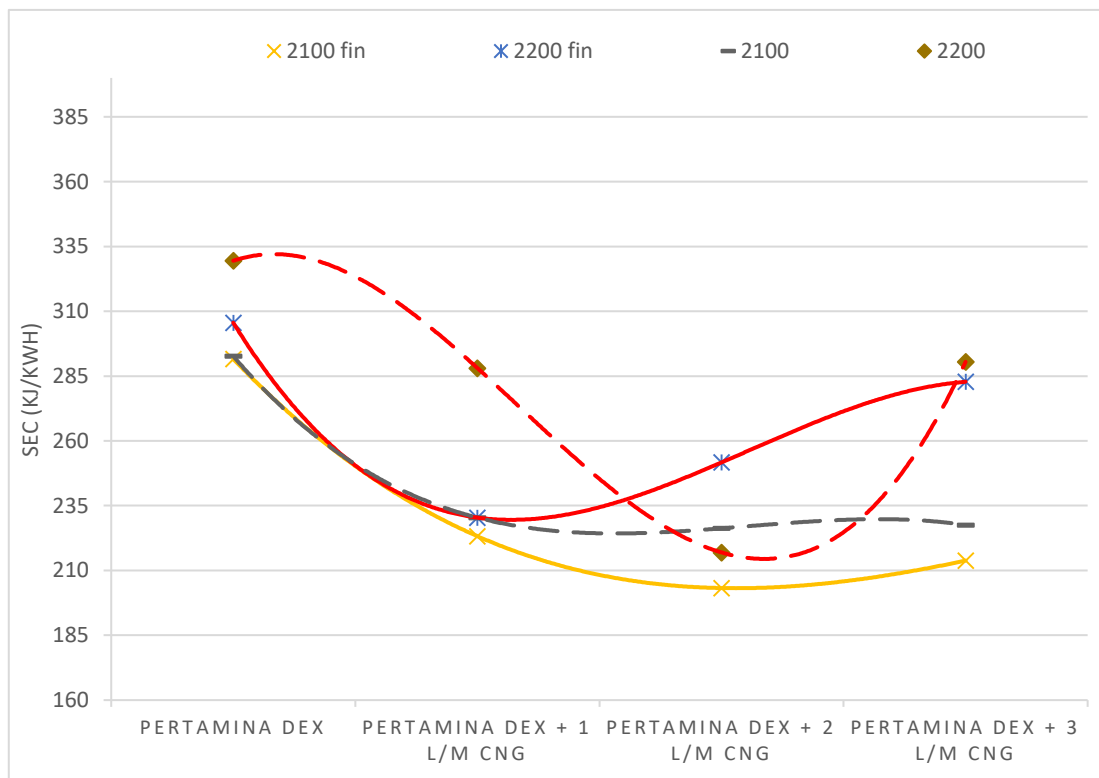
Grafik 4.38 Grafik Torsi pada beban maksimum

Berdasarkan grafik 4.38 dapat disimpulkan bahwa perbedaan cukup tinggi ketika mesin beroperasi pada putaran konstan 2100 rpm dan 2200 rpm beban maksimum. Pada saat menggunakan penambahan *fixed fin* pada *air intake valve*, torsi meningkat hampir 10% ketika menggunakan bahan bakar pertamina DEX tanpa campuran CNG. Semakin banyak bahan bakar CNG yang masuk, torsi yang dihasilkan semakin menurun. Fenomena yang terjadi dapat dilihat pada putaran konstan 2200 rpm, ketika tanpa penambahan CNG torsi meningkat dari 18,55 Nm menjadi 19,96 Nm. Ketika mendapatkan tambahan 1 l/m CNG torsi meningkat dari 18,52 Nm menjadi 19,57 Nm. Saat penambahan 2 l/m CNG, torsi meningkat dari 18,92 Nm menjadi 19,37 Nm. Namun pada saat penambahan 3 l/m CNG, torsi meningkat dari 18,98 Nm menjadi 19,5 Nm.

Sedangkan analisa pada putaran konstan 2100 rpm, ketika menggunakan bahan bakar pertamina DEX, torsi meningkat dari 18,2 Nm menjadi 19,4 Nm. Pada saat mendapatkan penambahan 1 l/m CNG, torsi meningkat dari 17,97 Nm menjadi 18,6 Nm. Ketika penambahan 2 l/m CNG, torsi meningkat dari 17,66 Nm menjadi 18,35 Nm. Namun pada saat penambahan 3 l/m CNG, torsi hanya meningkat dari 17,59 Nm menjadi 18,16 Nm. Pada putaran konstan 1800 rpm, 1900 rpm, dan 2000 rpm penggunaan modifikasi penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* tidak terlalu signifikan. Sehingga dapat disimpulkan bahwa pengaruh tertinggi penggunaan *fixed fin* pada *air intake valve* adalah pada putaran konstan 2200 rpm dengan bahan bakar pertamina DEX dan pertamina DEX + 1 l/m CNG. Dan dapat dianalisa lebih lanjut bagaimana konsumsi energi yang terjadi antara performa *diesel engine* dan *gas-oil fuel engine*.

4.6.3 Analisa SEC (Specific Energy Consumption)

Berdasarkan grafik 4.37 dan 4.38, maka dapat disimpulkan bahwa pengaruh penggunaan modifikasi penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* signifikan ketika mesin beroperasi pada putaran konstan 2200 rpm. Sehingga dapat dianalisa pada mode *diesel engine* dan *gas-oil fuel engine*.



Grafik 4.39 Grafik SEC beban maksimum putaran 2100 rpm dan 2200 rpm

Berdasarkan grafik 4.37 dan 4.38 diketahui pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* antara *diesel engine* dan *gas-oil fuel engine* yang optimal pada putaran konstan 2100 rpm dan 2200 rpm. Konsumsi energi pada putaran konstan 2200 rpm, dengan bahan bakar pertamina DEX nilai penggunaan *air intake valve* dengan *fixed fin* dan tanpa menggunakan *fixed fin* berturut-turut yaitu 305,6 kJ/kWh dan 329,4 kJ/kWh. Sedangkan ketika mendapatkan penambahan 1 l/m CNG, nilai konsumsi energi berturut-turut yaitu 230,4 kJ/kWh dan 288,1 kJ/kWh. Namun pada penambahan 2 l/m CNG, nilai penggunaan *fixed fin* lebih tinggi daripada tanpa *fixed fin* dengan nilai 251,7 kJ/kWh dan 217 kJ/kWh. Dan pada penambahan 3 l/m CNG, nilai konsumsi energi penggunaan *fixed fin* dan tanpa *fixed fin* yaitu 282,7 kJ/kWh dan 290,5 kJ/kWh.

Pada putaran konstan 2100 rpm, konsumsi energi penggunaan *air intake valve* dengan *fixed fin* dan tanpa menggunakan *fixed fin* berturut-turut yaitu 291,6 kJ/kWh dan 292,668 kJ/kWh. Sedangkan ketika mendapatkan penambahan 1 l/m CNG, nilai konsumsi energi berturut-turut yaitu 223,2 kJ/kWh dan 230,4 kJ/kWh. Namun pada penambahan 2 l/m CNG, nilai penggunaan *fixed fin* lebih rendah daripada tanpa *fixed fin* dengan nilai 203,2 kJ/kWh dan 226,25 kJ/kWh. Dan pada penambahan 3 l/m CNG, nilai konsumsi energi penggunaan *fixed fin* dan tanpa *fixed fin* yaitu 213,81 kJ/kWh dan 290,55 kJ/kWh. Sehingga dapat disimpulkan bahwa penggunaan modifikasi *fixed fin* pada *air intake valve* tidak begitu berpengaruh pada konsumsi energi *gas-oil fuel engine* dikarenakan akibat komposisi udara dan gas yang terlalu banyak dalam ruang bakar sehingga masih ada sisa bahan bakar yang tidak terbakar.

Pada penelitian ini diberikan batas maksimal untuk injeksi bahan bakar CNG karena terjadinya knocking pada mesin diesel ketika mendapatkan injeksi bahan bakar CNG yang terlalu banyak. Dengan perbandingan massa, maka didapatkan rentangan perbandingan antara massa masuk bahan bakar CNG dengan bahan bakar pertamina DEX. Karena injeksi bahan bakar CNG mengikuti waktu yang dihabiskan oleh 20 ml pertamina DEX, maka didapatkan rentangan dengan mengacu pada laju aliran CNG yang diatur dari 1 l/m hingga 3 l/m. Ketika diberikan 1 l/m CNG, maka perbandingan massa bahan bakar CNG adalah (3-20)% massa bahan bakar pertamina DEX. Sedangkan pada penambahan 2 l/m CNG, didapatkan rentangan (6-40)% massa bahan bakar CNG dibandingkan dengan massa bahan bakar pertamina DEX. Dan didapatkan rentangan (9-60)% untuk penambahan 3 l/m CNG. Sehingga ketika mendapatkan injeksi CNG lebih dari 60% maka mesin diesel Yanmar TF 85 MH-DI mengalami detonasi atau *knocking*.

Knocking dapat terjadi disebabkan terlalu banyaknya bahan bakar yang diinjeksikan pada tahap langkah hisap, sehingga terlalu banyak bahan bakar yang terbakar pada tahap pembakaran yang mengakibatkan tekanan dalam silinder meningkat drastis serta menghasilkan getaran dan suara. Sehingga dapat disimpulkan

keadaan dimana campuran bahan bakar dan udara di dalam mesin terbakar lebih awal sebelum waktu penyalaan yang seharusnya atau bisa disebut juga penyalaan dini pada mesin. Misalnya saat penyalaan mesin atau timing ignition yang seharusnya adalah antara 8 sampai dengan 10 derajat sebelum piston mencapai Titik Mati Atas (TMA), jika campuran udara dan bahan bakar sudah terbakar sebelum waktu penyalaan tersebut, maka akan muncul getaran atau suara pada mesin.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan dari hasil eksperimen yang telah dilakukan oleh penulis terkait analisa pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve gas-oil fuel engine*, maka dapat disimpulkan bahwa :

1. Pengaruh modifikasi penambahan *fixed fin* pada *air intake valve diesel engine* terhadap performa mesin yaitu :
 - a. Pada saat putaran konstan 1800 rpm, daya meningkat rata-rata 4,6%. Ketika putaran konstan 1900 rpm, daya meningkat rata-rata 2,4%. Sedangkan pada putaran 2000 rpm, daya meningkat rata-rata 6,9%. Saat putaran 2100 rpm, daya meningkat rata-rata 7,7%. Dan pada putaran konstan 2200 rpm, daya meningkat rata-rata 8,6%. Sedangkan pada beban maksimum daya meningkat rata-rata 6%.
 - b. Pada saat putaran konstan 1800 rpm, torsi meningkat rata-rata 4,6%. Ketika putaran konstan 1900 rpm, torsi meningkat rata-rata 2,4%. Sedangkan pada putaran 2000 rpm, torsi meningkat rata-rata 6,8%. Saat putaran 2100 rpm, torsi meningkat rata-rata 7,7%. Dan pada putaran konstan 2200 rpm, torsi meningkat rata-rata 8,5%. Sedangkan pada beban maksimum torsi meningkat rata-rata 6%.
 - c. *Specific fuel oil consumption* (SFOC) pada putaran 1800 rpm, 1900 rpm, dan 2000 rpm lebih tinggi dibandingkan dengan tanpa penambahan *fixed fin*. Sedangkan pada putaran konstan 2100 rpm dan 2200 rpm, konsumsi bahan bakar lebih rendah dibandingkan dengan *air intake valve* tanpa penambahan *fixed fin*.
2. Berdasarkan analisa pengaruh penambahan *fixed fin* pada *air intake valve gas-oil fuel engine*, maka didapatkan :
 - a. Pada keadaan penambahan 1 l/m CNG, kenaikan daya meningkat hingga 9,45% dan pada keadaan beban maksimum daya meningkat hingga 7,6%. Sedangkan ketika penambahan 2 l/m CNG, kenaikan daya mencapai 12,57% dan pada keadaan beban maksimum meningkat 2,24%. Sementara ketika penambahan 3 l/m CNG daya meningkat hingga 10,75%, dan pada keadaan beban maksimum peningkatan daya mencapai 2,74%.
 - b. Pada keadaan penambahan 1 l/m CNG, kenaikan torsi meningkat hingga 9,53% dan pada keadaan beban maksimum daya meningkat hingga 7,56%. Sedangkan ketika penambahan 2 l/m CNG, kenaikan daya mencapai 12,57% dan pada keadaan beban maksimum meningkat 2,33%. Sementara ketika penambahan 3 l/m CNG daya meningkat hingga 10,8%, dan pada keadaan beban maksimum peningkatan daya mencapai 2,79%.
 - c. *Specific energy consumption* (SEC) pada keadaan penambahan 1 l/m CNG dan 2 l/m CNG, konsumsi energi spesifik yang dibutuhkan lebih rendah mencapai 20% dan 15,9% berturut-turut pada keadaan beban maksimum dengan rata-rata penurunan mencapai 7,3%. Namun ketika mendapatkan

penambahan 3 l/m CNG, konsumsi energi spesifik meningkat hingga 15,9% dengan rata-rata peningkatan 5,01%. Namun pada putaran tinggi konsumsi energi spesifik kembali menurun hingga 8,09% dengan rata-rata penurunan mencapai 5,6%.

3. Kesimpulan yang didapatkan ketika menggunakan penambahan *fixed fin* pada *air intake valve* antara *diesel engine* dan *gas-oil fuel engine* yaitu :
 - a. Pada keadaan beban maksimum, peningkatan daya mesin tidak terlalu signifikan pada putaran konstan 1800 rpm, 1900 rpm, dan 2000 rpm. Namun terlihat ketika putaran tinggi dimana terjadi peningkatan daya hingga 10% pada *diesel engine* dan 3% pada *gas-oil fuel engine*.
 - b. Pada keadaan beban maksimum, peningkatan torsi mesin tidak terlalu signifikan pada putaran konstan 1800 rpm, 1900 rpm, dan 2000 rpm. Namun terlihat ketika putaran tinggi dimana terjadi peningkatan torsi hingga 7,6% pada *diesel engine* dan 4% pada *gas-oil fuel engine*.
 - c. Konsumsi energi spesifik pada putaran tinggi beban maksimum mengalami penurunan hingga 7,29% pada *diesel engine* dan penurunan rata-rata hingga 5% pada *gas-oil fuel engine*.

5.2 Saran

Pada penelitian ini penulis menyarankan untuk melakukan uji performa dengan variasi jumlah penambahan *fin* yang berbeda untuk mendapatkan hasil yang optimal. Atau membuat variasi dan inovasi baru dalam penambahan modifikasi *air intake valve*. Kedepan perlu perhatian secara khusus tentang hasil eksperimen yang akan dilakukan.

DAFTAR PUSTAKA

- Altenpohl, Rogner H. 1988. 'Compressed Natural Gas (CNG): Potential Applications For Advanced Transportation Tanks And Vehicle Systems'. Laxenburg. Austria
- Arif, A. *et al.* (2015) 'Karakterisasi Performa Mesin Diesel Dual Fuel Solar-Cng Tipe Lpig Dengan Pengaturan', (2013), pp. 1–8.
- Arifin Siagian and Mawardi Silaban (2011) 'Performa dan Karakteristik Emisi Gas Buang Mesin Diesel Berbahan Bakar Ganda', *Jurnal Teknik Mesin*, 13(1), pp. 49–54. doi: 10.9744/jtm.13.1.49-54.
- Azadi, M., Roozban, M. and Mafi, A. (2013) 'The Journal of Engine Research Failure analysis of an intake valve in a gasoline engine', 26(spring 2012), pp. 3–9.
- Clarke, Bruyn D. 2012. 'Vehicle Conversion to Natural Gas or Biogas'. OMAFRA Factsheet. Canada
- Ehsan Md, Bhuiyan. 2009. 'Dual fuel performance of small diesel for application with less frequent load..'. *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering (IJMME)*. Volume 9 (10), pp 30-39
- Fathallah A. Z. M. *et al.* 2015. 'Studi kelayakan konversi diesel engine berbahan bakar minyak menjadi dual fuel diesel engine pada kapal container 368 teus'. Tesis Magister. Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- Hasannuddin, A. K. *et al.* (2016) 'Performance, emissions and lubricant oil analysis of diesel engine running on emulsion fuel', *Energy Conversion and Management*. Elsevier Ltd, 117, pp. 548–557. doi: 10.1016/j.enconman.2016.03.057.
- Hidayat, Sanuri, and Zuhdi, A. 2013. 'Kajian Eksperimental Unjuk Kerja Dual Fuel Engine Hasil Modifikasi Dari Diesel Engine'. ITS. Surabaya
- Hiregoudar, Y. and Shiva, P. (2014) 'Effect of Inlet Air Swirl On Four Stroke Single Cylinder Diesel Engine Performance', *International Journal of Recent Development in Engineering and Technology*, 2(6), pp. 95–103.
- Ishak Aris. 2015. 'CNG-Diesel Dual Fuel Engine : A Review On Emissions and alternative fuels'. Malaysia
- Imran S., Embrson D.R., Ihracska B., Wen D.S., Crookes R.J., Korakianitis T., 2014, Effect of pilot fuel quantity and type on performance and emissions of natural gas and hydrogen based combustion in compression ignition engine, *International Journal Hydrogen Energy* 39 (10), pp 5163-5175.
- Lavhale, Y. K. and Salunke, J. (2014) 'OVERVIEW OF FAILURE TREND OF INLET & EXHAUST VALVE', *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*, 976(3), pp. 976–6359.

Liu Jie, Zang X., Wang T., Zhang J., Wang H., 2015, Experimental and numerical study of the pollution formation in a diesel/CNG dual fuel engine, *Fuel* 159, pp 418-429.

Mansor, W. N. (2014) 'Dual Fuel Engine Combustion and Emissions – an Experimental', p. 162.

Martins J., Teixeira S., Coene S., 2009, Design of an inlet track of a small IC engine for swirl enhancement, *Proceedings of COBEM, 20th International Congress of Mechanical Engineering*, Gramado, Brazil.

Mehta R., Chauhan A.K., Patel J., Khatri M., Panchal D., 2015, A study on dual fuel engine: Opportunities for development of non polluting and efficient I.C. Engine, *International Journal of Engineering Science and Innovative Technology (IJESIT)*, Volume 4 (2), pp 420-424.

Mulyatno. 2013. 'Kajian Teknis dan Ekonomis Penggunaan Dual Fuel System (LPG-Solar) Pada Mesin Kapal Nelayan Tradisional', e-Jurnal Departemen Teknik Perkapalan Universitas Diponegoro. Semarang.

Narain, U. and Krupnick, A. (2007) 'The Impact of Delhi's CNG Program on Air', *Resources for the Future Discussion Paper*, (February). doi: 10.2139/ssrn.969727.

Pratama, A., Ariana I. M. 2008. 'Studi Modifikasi Intake Valve Dengan Penambahan Sirip Untuk Optimalisasi Swirl Dengan Simulasi CFD'. ITS. Surabaya.

Sahoo B.B. ; Sahoo N. ; Saha U.K., 2009, Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engine – A critical review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 13, pp 1151-1184.

Sampurno, S. (2006) 'PENGARUH VARIASI PENYETELAN CELAH KATUP MASUK TERHADAP EFISIENSI VOLUMETRIK RATA - RATA PADA MOTOR DIESEL ISUZU PANTHER C 223 T'.

Semin, Cahyono B. Amiadji. Bakar R.A. 2014. 'Air-fuel mixing and fuel flow velocity modeling of multi holes injector nozzle on CNG marine engine'. *Procedia Earth and Planetary Science* 14. 101-109.

Shrirao P.N., Sambhe R.U., 2012, Effect of Swirl Induction by Internally Treaded Inlet Manifolds on Exhaust Emissions on Single Cylinder (DI) Diesel Engine, *International Journal of Science and Research*, Vol 3 (7), pp 1718-1722.

Sinaga, D. F., Sanuri, S. and Zuhdi, A. (2014) 'Pengaruh Perubahan Bentuk Intake Manifold Terhadap Unjuk Kerja Motor Diesel Dengan Metode Simulasi', *Jurnal Teknik Pomits*, 3(1), pp. 30–33. Available at: <http://www.ejurnal.its.ac.id/index.php/teknik/article/view/5765/1645>.

Tiwari A., 2015, Converting a diesel engine to dual fuel engine using natural gas, 'International Journal of Enrgy Science and Engineering', Volume 1 (5), pp 163-169.

Wei, L. and Geng, P. (2016) 'A review on natural gas/diesel dual fuel combustion, emissions and performance', *Fuel Processing Technology*. Elsevier B.V., 142, pp. 264–278. doi: 10.1016/j.fuproc.2015.09.018.

Wijaya, P. D. and Ariana, I. M. (2009) 'Rancang Bangun Sistem Penginjeksian Gas Pada Modifikasi Dual Fuel Diesel Engine', pp. 1–6.

Yerrennagoudaru H., Desai S.P., 2014, Effect of inlet air swirl on four stroke single cylinder diesel engine performance, *International Journal of Recent Development in Engineering and Technology*, Vol 2 (6).

Yerrennagoudaru, H. and prasad Desai, S. (2015) 'Generation of Air Swirl through Inlet Poppet Valve Modification and To Enhance Performance on Diesel Engine', *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 12(6), pp. 2278–1684. doi: 10.9790/1684-12665465.

Yoko, D. and Sudarmanta, B. (2016) 'Studi Eksperimen Unjuk Kerja Mesin Diesel Menggunakan Sistem Dual Fuel Solar - Gas CNG dengan Variasi Tekanan Injeksi Gas dan Derajat Waktu Injeksi', 5(2), pp. 604–609.

Zhang Q. ; Li M. Shao S., 2015, 'Combustion process and emissions of heavy duty engine fueled with directly injected natural gas and pilot diesel'

Zhang, H. and Mastorakos, E. (2017) 'Modelling local extinction in Sydney swirling non-premixed flames with LES/CMC', *Proceedings of the Combustion Institute*. Elsevier Inc., 36(2), pp. 1669–1676. doi: 10.1016/j.proci.2016.07.051.

Zoltowski A., 2014, 'Investigation of combustion process in dual fuel diesel engine', *Journal of KONES Powertrain and Transport*, Volume 21, no 2, pp. 303-309.

Yerrennagoudaru H., Desai S. P., Mallikarjuna. (2015) 'Generation of Air Swirl through Inlet Poppet Valve Modification and To Enhance Performance on Diesel Engine', *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*. Volume 12, Issue 6 Ver. VI (Nov. - Dec. 2015), PP 55-65

LAMPIRAN

Putaran Engine		Beban (watt)	Putaran Generator (Rpm)	Alternator		Volume Bahan Bakar (m3)	Waktu (Menit)	Waktu (Detik)	Waktu (Jam)	Densitas (gr/m3)	Efisiensi Slip	Daya (Kw)	FCR (gr/h)	SFOC (gr/kwh)	Torsi (Nm)	BMEP (N/m2)	LHV (J/kg)	Eff. Thermal (%)	SEC (kJ/kwh)
(rpm)	(rpm)			Tegangan (Volt)	Arus (Amper)														
kontrol	aktual																		
1800	1801	0	1320	190	0.00002	2.200	132	0.0367	830.000	0.9821	0.0000	452.7273	0.0000	0.0000	0.0000	0.00	42.537.888	0.0000	0
1800	1802	1000	1322	186	0.00002	2.067	124	0.0344	830.000	0.9831	0.7212	481.9355	668.2833	3.8259	15520.96	42.537.888	12.6647	471.8631	
1800	1804	2000	1324	182	0.00002	1.633	98	0.0272	830.000	0.9835	1.4892	609.7959	409.4795	7.8957	32031.13	42.537.888	20.6678	289.1458	
1800	1798	3000	1320	180	0.00002	1.367	82	0.0228	830.000	0.9838	2.1892	728.7805	332.8980	11.5942	47033.27	42.537.888	25.4223	235.0693	
1800	1799	4000	1322	175	0.00002	0.833	50	0.0139	830.000	0.9847	2.8038	1195.2000	426.2828	14.8986	60440.47	42.537.888	19.8531	301.011	
																		0	
1900	1902	0	1402	200	0.00002	2.533	152.000	0.0422	830.000	0.9877	0.0000	393.1579	0.0000	0.0000	0.00	42.537.888	0.0000	0	
1900	1903	1000	1401	198	0.00002	2.133	128.000	0.0356	830.000	0.9865	0.8288	466.8750	563.3151	4.1632	16899.37	42.537.888	15.0236	397.7737	
1900	1899	2000	1400	196	0.00002	1.500	90.000	0.0250	830.000	0.9879	1.6806	664.0000	395.0993	8.4375	34229.27	42.537.888	21.4200	278.9915	
1900	1899	3000	1396	190	0.00002	1.233	74.000	0.0206	830.000	0.9851	2.4303	807.5676	332.2921	12.2272	49603.08	42.537.888	25.4687	234.6414	
1900	1900	4000	1389	185	0.00002	0.733	44.000	0.0122	830.000	0.9796	3.1194	1358.1818	435.4030	15.6940	63667.26	42.537.888	19.4373	307.4511	
																		0	
2000	1999	0	1482	222	0.00002	2.700	162	0.0450	830.000	0.9934	0.0000	368.8889	0.0000	0.0000	0.00	42.537.888	0.0000	0	
2000	2002	1000	1482	215	0.00002	2.067	124	0.0344	830.000	0.9919	0.9639	481.9355	499.9960	4.6068	18688.92	42.537.888	16.9262	353.0621	
2000	1997	2000	1471	210	0.00002	1.567	94	0.0261	830.000	0.9871	1.9148	635.7447	332.0170	9.1380	37070.89	42.537.888	25.4898	234.4472	
2000	2002	3000	1465	201	0.00002	1.167	70	0.0194	830.000	0.9806	2.7347	853.7143	312.1769	13.0835	53077.26	42.537.888	27.1098	220.4374	
2000	2003	4000	1463	196	0.00002	0.700	42	0.0117	830.000	0.9787	3.4986	1422.8571	406.6922	16.6964	67733.89	42.537.888	20.8095	287.1776	
																		0	
2100	2099	0	1555	230	0.00002	2.500	150	0.0417	830.000	0.9927	0.0000	398.4000	0.0000	0.0000	0.00	42.537.888	0.0000	0	
2100	2098	1000	1548	227	0.00002	1.633	98	0.0272	830.000	0.9887	1.0939	609.7959	557.4332	4.9793	20200.12	42.537.888	15.1822	393.6203	
2100	2102	2000	1542	220	0.00002	1.267	76	0.0211	830.000	0.9830	2.1564	786.3158	364.6413	9.8201	39838.26	42.537.888	23.2092	257.4841	
2100	2101	3000	1538	215	0.00002	0.900	54	0.0150	830.000	0.9809	3.1330	1106.6667	353.2288	14.2403	57770.04	42.537.888	23.9591	249.4254	
2100	2101	4000	1532	210	0.00002	0.600	36	0.0100	830.000	0.9771	4.0051	1660.0000	414.4671	18.2131	73886.77	42.537.888	20.4191	292.6676	
																		0	
2200	2201	0	1624	250	0.00002	2.100	126	0.0350	830.000	0.9887	0.0000	474.2857	0.0000	0.0000	0.00	42.537.888	0.0000	0	
2200	2199	1000	1620	240	0.00002	1.600	96	0.0267	830.000	0.9872	1.2099	622.5000	514.5188	5.2518	21305.55	42.537.888	16.4485	363.3172	
2200	2201	2000	1615	233	0.00002	1.033	62	0.0172	830.000	0.9832	2.4339	963.8710	396.0271	10.5745	42898.63	42.537.888	21.3699	279.6466	
2200	2199	3000	1611	230	0.00002	0.767	46	0.0128	830.000	0.9817	3.5474	1299.1304	366.2186	15.3987	62469.35	42.537.888	23.1093	258.5979	
2200	2200	4000	1602	215	0.00002	0.500	30	0.0083	830.000	0.9758	4.2694	1992.0000	466.5743	18.5496	75251.98	42.537.888	18.1367	329.4621	

Pertamina Dex + 1 l/m CNG Without Fin

Param Engine (rpm)	Param (rpm)	Param (Generator Rpm)	Alternator Regen (Vdc)	Ams (Ampere)	Volume Bakar (Ml)	Waktu (Detik)	Waktu (Jam)	Densitas (kg/m ³)	Efisiensi Ship	Dipa (Kv)	FCR (g/kwh)	SRUC (kg/kwh)	Torsi (Nm)	BMEP (N/m ²)	LHV (J/kg)	Eff. Thermal (%)	Volume Gas (m ³)	Waktu CNG (Detik)	Waktu (Jam)	Densitas (kg/m ³)	Massa Molekul Bahan Bakar (kg)		FCR (g/kwh)		Nilai Kalor (kJ/kg)		SRC (kg/kwh)	SRC (kJ/kwh)		
																					Param DIP	Param CNG	Param DIP	Param CNG	Param DIP	Param CNG				
1800	1802	0	1338	182	0.0002	4.467	268	0.0744	830	0.9857	0.0000	0.2250	0.0000	0.0000	42.537.888	0.0000	0.00447	268	0.07444	0.78	0.007	0.00	0.222985075	0.05	706.13	0.03	0	0	0	
1800	1804	1000	1336	185	3.5	0.0002	3.200	192	0.0533	830	0.9849	0.0661	0.3113	0.4472	3.6965	1497.71	42.537.888	18056.4356	0.0032	192	0.05333	0.78	0.007	0.00	0.31125	0.05	706.13	0.02	0.5143955	363.2323104
1800	1802	2000	1330	180	7.2	0.0002	2.633	158	0.0439	830	0.9816	1.3980	0.3782	0.2716	7.4639	3008.616	42.537.888	31280.794	0.0026	158	0.04389	0.78	0.007	0.00	0.370227848	0.05	706.13	0.02	0.3040274	214.6873656
1800	1802	3000	1323	176	11	0.0002	1.967	118	0.0328	830	0.9838	2.0856	0.3644	0.2431	11.0473	4481.661	42.537.888	34819.0627	0.00197	118	0.03278	0.78	0.007	0.00	0.596446678	0.05	706.13	0.01	0.2655186	187.4953536
1800	1799	4000	1316	173	143	0.0002	1.333	80	0.0222	830	0.9802	2.6722	0.3700	0.2795	14.1681	5747.27	42.537.888	30724.8622	0.00133	80	0.02222	0.78	0.007	0.00	0.747	0.05	706.13	0.01	0.2705157	209.7665583
1900	1901	0	1402	200	0.0002	3.367	202.000	0.0561	830	0.9883	0.0000	0.2358	0.0000	0.0000	42.537.888	0.0000	0.00337	202.000	0.05611	0.78	0.007	0.00	0.293841584	0.05	706.13	0.02	0	0	0	
1900	1904	1000	1403	197	3.8	0.0002	2.400	144.000	0.0400	830	0.9874	0.8027	0.4350	0.5170	4.6345	1667.05	42.537.888	16570.286	0.0024	144.000	0.04006	0.78	0.007	0.00	0.415	0.05	706.13	0.01	0.5752757	406.2271282
1900	1900	2000	1398	195	7.8	0.0002	2.000	120.000	0.0333	830	0.9860	1.6354	0.4980	0.3149	8.1963	33250.81	42.537.888	27758.2232	0.002	120.000	0.03333	0.78	0.007	0.00	0.498	0.05	706.13	0.01	0.333536	235.5234631
1900	1897	3000	1397	191	11.8	0.0002	1.567	94.000	0.0261	830	0.9868	2.4183	0.6357	0.2629	12.1605	49351.71	42.537.888	32192.0717	0.00157	94.000	0.02611	0.78	0.007	0.00	0.653744681	0.05	706.13	0.01	0.2323448	199.303901
1900	1902	4000	1385	184	15.4	0.0002	1.167	70.000	0.0194	830	0.9758	3.0748	0.8357	0.2776	15.4861	62823.98	42.537.888	39481.2026	0.00117	70.000	0.01944	0.78	0.007	0.00	0.853714266	0.05	706.13	0.01	0.2928684	206.8049162
2000	1999	0	1479	215	0.0002	3.067	184	0.0511	830	0.9914	0.0000	0.2348	0.0000	0.0000	42.537.888	0.0000	0.00307	184.000	0.05111	0.78	0.007	0.00	0.324702609	0.05	706.13	0.02	0	0	0	
2000	2000	1000	1468	212	4.1	0.0002	2.433	146	0.0406	830	0.9836	0.9357	0.4093	0.4374	4.4722	18142.80	42.537.888	19546.8956	0.0024	146.000	0.04066	0.78	0.007	0.00	0.40935068	0.05	706.13	0.01	0.4874521	344.2111835
2000	2001	2000	1478	207	8.5	0.0002	1.933	116	0.0322	830	0.9898	1.8823	0.5152	0.2737	8.9917	34677.53	42.537.888	30921.0825	0.00193	116.000	0.03222	0.78	0.007	0.00	0.515129144	0.05	706.13	0.01	0.2985618	210.826616
2000	2004	3000	1461	201	12.6	0.0002	1.167	70	0.0194	830	0.9769	2.7499	0.8357	0.3110	13.1062	53160.24	42.537.888	27211.1513	0.00117	70.000	0.01944	0.78	0.007	0.00	0.853714266	0.05	706.13	0.01	0.230654	231.657354
2000	2004	4000	1460	196	16.5	0.0002	0.767	46	0.0128	830	0.9762	3.5075	1.2991	0.3704	16.7224	67830.19	42.537.888	22849.5411	0.00077	46.000	0.01278	0.78	0.007	0.00	1.299130435	0.05	706.13	0.00	0.383724	270.960381
2100	2101	0	1551	231	0.0002	2.933	176	0.0489	830	0.9892	0.0000	0.2395	0.0000	0.0000	42.537.888	0.0000	0.00295	176.000	0.04889	0.78	0.007	0.00	0.339545455	0.05	706.13	0.02	0	0	0	
2100	2099	1000	1545	227	4.4	0.0002	2.167	130	0.0361	830	0.9861	1.0722	0.4597	0.4287	4.8738	19780.16	42.537.888	19739.7030	0.00217	130.000	0.03611	0.78	0.007	0.00	0.45969208	0.05	706.13	0.01	0.4272301	333.5679351
2100	2098	2000	1539	220	9	0.0002	1.633	98	0.0272	830	0.9830	2.1323	0.6098	0.2839	9.7080	39383.39	42.537.888	29600.0813	0.00163	98.000	0.02722	0.78	0.007	0.00	0.609795918	0.05	706.13	0.01	0.307853	217.3809899
2100	2104	3000	1536	215	13.4	0.0002	1.200	72	0.0200	830	0.9783	3.1183	0.8300	0.2642	14.2005	57068.39	42.537.888	31795.4553	0.0012	72.000	0.02	0.78	0.007	0.00	0.83	0.05	706.13	0.01	0.2811797	198.531565
2100	2103	4000	1535	209	17.5	0.0002	0.800	48	0.0133	830	0.9781	3.5994	1.2450	0.3144	17.9796	72959.53	42.537.888	26914.8651	0.0008	48.000	0.01333	0.78	0.007	0.00	1.245	0.05	706.13	0.00	0.3262581	291.308351
2200	2204	0	1621	299	0.0002	2.633	170	0.0472	830	0.9855	0.0000	0.2315	0.0000	0.0000	42.537.888	0.0000	0.00283	170.000	0.04722	0.78	0.007	0.00	0.331529412	0.05	706.13	0.02	0	0	0	
2200	2202	1000	1622	241	4.7	0.0002	2.100	126	0.0350	830	0.9870	1.2151	0.4743	0.2916	5.2627	21367.97	42.537.888	21681.3862	0.0021	126.000	0.035	0.78	0.007	0.00	0.474282714	0.05	706.13	0.01	0.4286536	302.8313188
2200	2199	2000	1614	232	9.7	0.0002	1.400	84	0.0233	830	0.9835	2.4227	0.7114	0.2937	10.5117	42464.96	42.537.888	28820.0966	0.0014	84.000	0.02333	0.78	0.007	0.00	0.711428571	0.05	706.13	0.01	0.312986	229.9963972
2200	2196	3000	1611	229	14.3	0.0002	1.100	66	0.0183	830	0.9830	3.5272	0.8653	0.2567	15.3248	62169.38	42.537.888	32967.5766	0.0011	66.000	0.01833	0.78	0.007	0.00	0.905454545	0.05	706.13	0.01	0.2596765	191.6399994
2200	2198	4000	1603	211	18.3	0.0002	0.800	36	0.0100	830	0.9773	4.1036	1.6400	0.2968	18.2014	73839.52	42.537.888	21238.7295	0.0006	36.000	0.01	0.78	0.007	0.00	1.66	0.05	706.13	0.00	0.4079714	288.0861466

Pertamina Dex + 2 l/m CNG Without Fin

Param Engine	Param Generator (rpm)	Param (rpm)	Alternator		Volume Bahan (m³)	Waktu (Menit)	Waktu (Detik)	Waktu (Jam)	Densitas (kg/m³)	Ship	Dara (Kw)	FRC (kg/h)	SFOC (kg/kwh)	Torsi (Nm)	BMEP (N/m²)	LHV (J/kg)	Eff. Thermal (%)	Volume Gas (m³)	Waktu CNG (Detik)	Waktu (Jam)	Densitas (kg/m³)	Massa Masuk Bahan				SRC (kg/kwh)	SEC (kJ/kwh)		
			Rangkaian (Volt)	Arus (Ampere)																		Pertamina DEX	Pertamina CNG	Pertamina DEX	Pertamina CNG				
Kontrol aktual																													
1800	1799	0	1330	190	0.00002	3.867	232	0.0644	830	0.9907	0.0000	0.2516	0.0000	0.0000	0.00	42.537.888	0.0000	0.007733	232	0.064444	0.78	0.017	0.01	0.25786307	0.09	706.13	0.05	0	0
1800	1801	1000	1324	185	0.00002	3.300	198	0.0630	830	0.9951	0.6761	0.2018	0.4464	3.3905	14.6505	42.537.888	1897.2936	0.0066	198	0.055	0.78	0.017	0.01	0.30181802	0.09	706.13	0.04	0.548473	413.088
1800	1802	2000	1318	180	0.00002	2.667	160	0.0444	830	0.9901	1.4001	0.2335	0.268	7.4275	30.13173	42.537.888	31724.8176	0.003333	160	0.044444	0.78	0.017	0.01	0.3735	0.09	706.13	0.03	0.333616	233.5865
1800	1799	3000	1319	176	0.00002	2.200	132	0.0667	830	0.9955	2.0675	0.4527	0.2190	10.9618	44.66970	42.537.888	38648.6420	0.0044	132	0.036667	0.78	0.017	0.01	0.45272723	0.09	706.13	0.03	0.264266	186.5988
1800	1797	4000	1320	170	0.00002	1.367	82	0.0228	830	0.9945	2.6333	0.7288	0.276	13.9851	50.73458	42.537.888	3070.7680	0.007233	82	0.022778	0.78	0.017	0.01	0.27809488	0.09	706.13	0.02	0.312927	220.5274
1900	1902	0	1403	200	0.00002	3.333	220.000	0.0556	830	0.9984	0.0000	0.2988	0.0000	0.0000	0.00	42.537.888	0.0000	0.006667	220.000	0.055556	0.78	0.017	0.01	0.2988	0.09	706.13	0.04	0	0
1900	1904	1000	1403	198	0.00002	2.967	178.000	0.0494	830	0.9974	0.7856	0.3357	0.4274	3.9462	16.00831	42.537.888	19802.9999	0.005953	178.000	0.049444	0.78	0.017	0.01	0.33570337	0.09	706.13	0.04	0.546808	385.9247
1900	1904	2000	1398	194	0.00002	2.133	128.000	0.0356	830	0.9939	1.6285	0.4669	0.2867	8.7175	33.14935	42.537.888	29518.9462	0.004267	128.000	0.035556	0.78	0.017	0.01	0.446875	0.09	706.13	0.03	0.344177	243.0419
1900	1898	3000	1395	190	0.00002	1.433	86.000	0.0239	830	0.9949	2.3899	0.6949	0.2808	11.9924	48.65038	42.537.888	29166.8153	0.002867	86.000	0.023889	0.78	0.017	0.01	0.48488721	0.09	706.13	0.02	0.329923	232.9738
1900	1900	4000	1390	184	0.00002	1.000	60.000	0.0167	830	0.9983	3.0605	0.9960	0.3254	15.4061	62.99222	42.537.888	28065.3899	0.002	60.000	0.016667	0.78	0.017	0.01	0.996	0.09	706.13	0.01	0.336017	251.3983
2000	2001	0	1476	215	0.00002	3.167	190	0.0528	830	0.9984	0.0000	0.3145	0.0000	0.0000	0.00	42.537.888	0.0000	0.006333	190.000	0.052778	0.78	0.017	0.01	0.31452616	0.09	706.13	0.04	0	0
2000	2001	1000	1475	210	0.00002	2.800	168	0.0467	830	0.9978	0.9004	0.3557	0.3950	4.2993	17.44138	42.537.888	21422.9724	0.0056	168.000	0.046667	0.78	0.017	0.01	0.35571426	0.09	706.13	0.03	0.499966	352.7723
2000	2003	2000	1472	206	0.00002	1.933	116	0.0522	830	0.9968	1.8605	0.5152	0.2709	8.8835	36.08344	42.537.888	30564.1561	0.003667	116.000	0.052222	0.78	0.017	0.01	0.53172414	0.09	706.13	0.02	0.327202	231.0547
2000	2002	3000	1467	201	0.00002	1.433	86	0.0239	830	0.9919	2.7310	0.6949	0.2544	13.0266	52.96412	42.537.888	33260.8839	0.002867	86.000	0.023889	0.78	0.017	0.01	0.48488721	0.09	706.13	0.02	0.288718	203.8769
2000	2004	4000	1460	195	0.00002	0.933	56	0.0156	830	0.9762	3.4685	1.0671	0.3077	16.5537	67.15104	42.537.888	27507.8833	0.001867	56.000	0.015556	0.78	0.017	0.01	1.06714267	0.09	706.13	0.01	0.334652	236.3115
2100	2103	0	1550	230	0.00002	2.533	152	0.0422	830	0.9976	0.0000	0.3932	0.0000	0.0000	0.00	42.537.888	0.0000	0.005667	152.000	0.042222	0.78	0.017	0.01	0.39315905	0.09	706.13	0.03	0	0
2100	2103	1000	1546	225	0.00002	2.067	124	0.0344	830	0.9951	1.0399	0.4819	0.4634	4.7245	19.16615	42.537.888	18261.5323	0.004133	124.000	0.034444	0.78	0.017	0.01	0.48193544	0.09	706.13	0.02	0.555443	390.8156
2100	2102	2000	1543	220	0.00002	1.833	110	0.0306	830	0.9956	2.1313	0.5453	0.2529	9.6828	39.28133	42.537.888	33201.6232	0.003667	110.000	0.030656	0.78	0.017	0.01	0.54327227	0.09	706.13	0.02	0.298815	211.0083
2100	2098	3000	1535	211	0.00002	1.400	84	0.0233	830	0.9904	3.0535	0.7114	0.2530	13.8791	56.90476	42.537.888	36524.3973	0.0028	84.000	0.023333	0.78	0.017	0.01	0.711428571	0.09	706.13	0.02	0.26568	185.1669
2100	2099	4000	1534	206	0.00002	0.867	52	0.0144	830	0.9793	3.8788	1.1492	0.2965	17.6638	71.68438	42.537.888	28563.8738	0.001733	52.000	0.014444	0.78	0.017	0.01	1.149230769	0.09	706.13	0.01	0.330416	226.2584
2200	2201	0	1636	245	0.00002	1.900	114	0.0317	830	0.9999	0.0000	0.5242	0.0000	0.0000	0.00	42.537.888	0.0000	0.0058	114.000	0.031667	0.78	0.017	0.01	0.52421056	0.09	706.13	0.02	0	0
2200	2204	1000	1618	238	0.00002	1.867	112	0.0311	830	0.9957	1.2040	0.5336	0.4432	5.2263	22.02222	42.537.888	19064.8057	0.007333	112.000	0.031111	0.78	0.017	0.01	0.533571429	0.09	706.13	0.02	0.539966	367.8387
2200	2198	2000	1612	231	0.00002	1.633	98	0.0272	830	0.9967	2.3895	0.6098	0.2552	10.3573	42.01726	42.537.888	3319.4038	0.003667	98.000	0.027222	0.78	0.017	0.01	0.60979518	0.09	706.13	0.02	0.294398	207.8889
2200	2199	3000	1605	225	0.00002	1.033	62	0.0172	830	0.9780	3.4589	0.9659	0.2787	15.0359	60.93596	42.537.888	3070.1907	0.002067	62.000	0.017222	0.78	0.017	0.01	0.93687086	0.09	706.13	0.01	0.305723	215.8859
2200	2202	4000	1602	218	0.00002	0.800	48	0.0133	830	0.9719	4.3366	1.2450	0.2838	18.9294	76.98371	42.537.888	29641.5495	0.0016	48.000	0.013333	0.78	0.017	0.01	1.245	0.09	706.13	0.01	0.307258	216.9666

Pertamina Dex + 3 l/m CNG Without Fin

Pakaran Engine (rpm)	Bahan Generator (watt)	Pakaran Pengangan (Rpm)	Alternator		Volume Bahan Bakar (m3)	Waktu Bahan (Menit)	Waktu Dead (Jam)	Densitas (kg/m3)	Efisiensi Ship	Days (Kw)	FCR (kg/h)	SFOC (kg/kwh)	Torsi (Nm)	BMEP (N/m2)	LHV (kg)	Eff. Thermal (%)	Volume Gas (m3)	Waktu CNG (Jam)	Densitas (kg/m3)	Massa Masuk Bahan		FCR (kg/h)		Nilai Kalor (kJ/kg)		SRC (kg/kwh)	SRC (kJ/Kwh)		
			Amps (Ampere)	Volts (Volt)																Bahan Bakar (Menit)	Waktu Dead (Jam)	Bahan (kg)	CNG	Pertamina DEX	CNG			Pertamina DEX	CNG
1800	1802	0	133	190	0.0002	6.700	402	0.1117	830	0.9898	0.0000	0.1487	0.0000	0.00	42.57.888	0.0000	0.0201	402	0.111667	0.78	0.017	0.02	0.14865716	0.44	706.13	0.12	0	0	
1800	1803	1000	130	187	3.5	0.0002	5.467	0.0911	830	0.9885	0.7011	0.1822	0.2399	3.7171	1507.69	42.57.888	3256.8452	0.0164	338	0.091111	0.78	0.017	0.01	0.182095122	0.44	706.13	0.10	0.460133	324.96
1800	1798	2000	133	182	7.3	0.0002	3.900	0.0650	830	0.9860	1.4267	0.2534	0.1790	7.5063	3067.057	42.57.888	4729.7011	0.0117	234	0.065	0.78	0.017	0.01	0.25304615	0.44	706.13	0.07	0.277406	195.904
1800	1800	3000	136	178	11.1	0.0002	2.700	0.0450	830	0.9871	2.1193	0.3699	0.1741	11.2614	4568.522	42.57.888	4860.7608	0.0081	162	0.045	0.78	0.017	0.01	0.36088889	0.44	706.13	0.05	0.240311	169.7022
1800	1801	4000	134	175	14.4	0.0002	1.833	0.036	830	0.9777	2.7292	0.5433	0.1991	14.4863	5976.766	42.57.888	4251.4076	0.0055	110	0.03656	0.78	0.017	0.00	0.543272727	0.44	706.13	0.03	0.28292	176.8947
1900	1902	0	146	200	0.0002	8.100	486.000	0.1330	830	0.9906	0.0000	0.1230	0.0000	0.0000	0.00	42.57.888	0.0000	0.0245	486.000	0.133	0.78	0.017	0.02	0.12362963	0.44	706.13	0.15	0	0
1900	1903	1000	148	198	3.8	0.0002	5.033	0.0839	830	0.9879	0.8064	0.1979	0.2454	4.0807	1643.285	42.57.888	3448.2868	0.0151	302.000	0.08389	0.78	0.017	0.01	0.18780795	0.44	706.13	0.09	0.419497	296.266
1900	1896	2000	140	195	7.9	0.0002	3.300	0.0550	830	0.9902	1.6473	0.3018	0.1832	8.2705	3355.186	42.57.888	4619.4766	0.0099	198.000	0.055	0.78	0.017	0.01	0.301818182	0.44	706.13	0.06	0.28645	189.575
1900	1899	3000	139	190	11.8	0.0002	2.100	0.0350	830	0.9822	2.1468	0.4743	0.1962	12.1785	4940.63	42.57.888	4324.7566	0.0065	126.000	0.035	0.78	0.017	0.00	0.474285714	0.44	706.13	0.04	0.254339	179.658
1900	1900	4000	138	184	15.4	0.0002	1.500	0.0250	830	0.9761	3.0738	0.6640	0.2160	15.4647	6237.12	42.57.888	3917.1950	0.0045	90.000	0.025	0.78	0.017	0.00	0.664	0.44	706.13	0.03	0.261696	184.7983
2000	2003	0	149	218	0.0002	5.367	322	0.0884	830	0.9894	0.0000	0.1856	0.0000	0.0000	0.00	42.57.888	0.0000	0.0161	322.000	0.08844	0.78	0.017	0.01	0.18359062	0.44	706.13	0.10	0	0
2000	2003	1000	144	212	4.1	0.0002	3.167	0.0528	830	0.9861	0.9353	0.3145	0.3370	4.4518	1805.992	42.57.888	7512.5930	0.0095	190.000	0.05278	0.78	0.017	0.01	0.31452616	0.44	706.13	0.06	0.487458	344.2217
2000	2001	2000	148	209	8.4	0.0002	2.300	0.0383	830	0.9831	1.8909	0.4330	0.2290	9.0194	3658.972	42.57.888	3695.9151	0.0069	138.000	0.03833	0.78	0.017	0.01	0.4330478	0.44	706.13	0.04	0.38357	214.582
2000	2002	3000	146	201	12.6	0.0002	1.700	0.0283	830	0.9806	2.7347	0.5359	0.2142	13.0574	5397.115	42.57.888	3950.8106	0.0051	102.000	0.02833	0.78	0.017	0.00	0.53882353	0.44	706.13	0.03	0.26579	187.5411
2000	2000	4000	142	198	16.5	0.0002	1.333	0.0222	830	0.9795	3.5314	0.7470	0.2115	16.8530	6366.30	42.57.888	4008.8915	0.004	80.000	0.02222	0.78	0.017	0.00	0.747	0.44	706.13	0.02	0.251286	177.4466
2100	2102	0	152	230	0.0002	4.100	246	0.0683	830	0.9894	0.0000	0.2429	0.0000	0.0000	0.00	42.57.888	0.0000	0.0123	246.000	0.06833	0.78	0.017	0.01	0.24292829	0.44	706.13	0.07	0	0
2100	2103	1000	157	225	4.4	0.0002	3.267	0.0544	830	0.9857	1.0654	0.3199	0.2367	4.8333	1960.632	42.57.888	2951.1892	0.0098	156.000	0.05444	0.78	0.017	0.01	0.31897959	0.44	706.13	0.06	0.418743	295.7113
2100	2101	2000	150	220	9	0.0002	2.267	0.0378	830	0.9822	2.1545	0.4394	0.2019	9.6971	3353.913	42.57.888	4110.6902	0.0068	136.000	0.03778	0.78	0.017	0.01	0.43941765	0.44	706.13	0.04	0.271642	191.8257
2100	2101	3000	157	210	13.4	0.0002	1.367	0.0228	830	0.9803	3.0395	0.7288	0.2398	13.8027	5807.170	42.57.888	33295.9523	0.0041	82.000	0.02278	0.78	0.017	0.00	0.728784988	0.44	706.13	0.02	0.282966	201.9561
2100	2102	4000	153	205	17.4	0.0002	0.900	0.0150	830	0.9760	3.8697	1.1067	0.2860	17.5973	7138.47	42.57.888	29595.016	0.0027	54.000	0.015	0.78	0.017	0.00	1.10666667	0.44	706.13	0.02	0.323263	227.5644
2200	2199	0	163	242	0.0002	3.333	200	0.0556	830	0.9890	0.0000	0.2988	0.0000	0.0000	0.00	42.57.888	0.0000	0.01	200.000	0.05556	0.78	0.017	0.01	0.2988	0.44	706.13	0.06	0	0
2200	2197	1000	169	240	4.7	0.0002	2.367	0.0394	830	0.9875	1.2055	0.4708	0.2479	5.2551	2131.689	42.57.888	2432.9401	0.0071	142.000	0.03944	0.78	0.017	0.01	0.4208307	0.44	706.13	0.04	0.446405	327.6813
2200	2204	2000	167	230	9.6	0.0002	1.533	0.0256	830	0.9831	2.3780	0.6496	0.2732	10.3414	41953.10	42.57.888	3092.9838	0.0046	92.000	0.02556	0.78	0.017	0.00	0.64985217	0.44	706.13	0.03	0.332192	234.5792
2200	2202	3000	169	224	14.3	0.0002	1.167	0.0194	830	0.9791	3.4659	0.8537	0.2465	15.0165	60915.41	42.57.888	3438.2461	0.0035	70.000	0.01944	0.78	0.017	0.00	0.85371426	0.44	706.13	0.02	0.286944	202.666
2200	2201	4000	168	218	18.5	0.0002	0.800	0.0100	830	0.9759	4.3756	1.6000	0.3794	18.9849	77017.76	42.57.888	22507.5573	0.0018	36.000	0.01	0.78	0.017	0.00	1.66	0.44	706.13	0.01	0.41467	290.5535

Pertamina Dex With Fin

Putaran Engine (rpm) kontrol	(rpm) aktual	Beban (watt)	Putaran Generator (Rpm)	Alternator		Volume Bahan Bakar (m3)	Waktu (Menit)	Waktu (Detik)	Waktu (Jam)	Densitas (gr/m3)	Efisiensi Slip	Daya (Kw)	FCR (gr/h)	SFOC (gr/kwh)	Torsi (Nm)	BMEP (N/m2)	LHV (J/kg)	Eff. Thermal (%)	SFC (kg/kwh)
				Tegangan (Volt)	Arus (Ampere)														
1800	1802	0	1330	189		0,00002	3,000	180	0,0500	830,000	0,9890	0,0000	332,0000	0,0000	0,0000	0,00	42,537,888	0,0000	0
1800	1803	1000	1330	185	3,8	0,00002	2,033	122	0,0339	830,000	0,9885	0,7530	489,8361	650,479	3,9926	16197,13	42,537,888	13,0105	459,32198
1800	1800	2000	1328	182	8,2	0,00002	1,567	94	0,0261	830,000	0,9886	1,5984	635,7447	397,7446	8,4698	34360,34	42,537,888	21,2776	280,85939
1800	1801	3000	1324	178	11,9	0,00002	1,067	64	0,0178	830,000	0,9851	2,2767	933,7500	410,1277	12,0846	49024,55	42,537,888	20,6351	289,6035
1800	1799	4000	1321	175	15,3	0,00002	0,733	44	0,0122	830,000	0,9840	2,8812	1358,1818	471,3910	15,2846	62006,55	42,537,888	17,9533	332,86334
																			0
1900	1897	0	1405	200		0,00002	3,367	202,000	0,0561	830,000	0,9925	0,0000	295,8416	0,0000	0,0000	0,00	42,537,888	0,0000	0
1900	1902	1000	1400	198	3,9	0,00002	1,733	104,000	0,0289	830,000	0,9863	0,8290	574,6154	693,1803	4,1750	16957,08	42,537,888	12,2090	489,47538
1900	1904	2000	1397	192	8,3	0,00002	1,200	72,000	0,0200	830,000	0,9832	1,7162	830,0000	483,6258	8,6208	34972,99	42,537,888	17,4992	341,50268
1900	1901	3000	1389	189	12,5	0,00002	1,033	62,000	0,0172	830,000	0,9791	2,5549	963,8710	377,2667	12,8202	52008,97	42,537,888	22,4325	266,39931
1900	1904	4000	1387	184	16	0,00002	0,600	36,000	0,0100	830,000	0,9761	3,1934	1660,0000	519,8296	16,0493	65108,79	42,537,888	16,2804	367,06728
																			0
2000	2002	0	1476	225	0	0,00002	2,900	174	0,0483	830,000	0,9879	0,0000	343,4483	0,0000	0,0000	0,00	42,537,888	0,0000	0
2000	2003	1000	1472	218	4,5	0,00002	1,600	96	0,0267	830,000	0,9848	1,0548	622,5000	590,1718	5,0337	20420,74	42,537,888	14,3400	416,73798
2000	2002	2000	1470	215	8,8	0,00002	1,167	70	0,0194	830,000	0,9839	2,0360	853,7143	419,3010	9,7117	39398,56	42,537,888	20,1837	296,08101
2000	1999	3000	1469	210	12,9	0,00002	1,000	60	0,0167	830,000	0,9847	2,9129	996,0000	341,9326	13,9010	56393,55	42,537,888	24,7506	241,44889
2000	2002	4000	1465	203	16,8	0,00002	0,600	36	0,0100	830,000	0,9806	3,6826	1660,0000	450,7726	17,6007	71402,34	42,537,888	18,7745	318,30407
																			0
2100	2100	0	1553	240		0,00002	2,750	165	0,0458	830,000	0,9910	0,0000	362,1818	0,0000	0,0000	0,00	42,537,888	0,0000	0
2100	2101	1000	1542	236	4,8	0,00002	1,633	98	0,0272	830,000	0,9835	1,2196	609,7959	500,0099	5,5486	22509,67	42,537,888	16,9261	353,06555
2100	2098	2000	1541	228	9,4	0,00002	1,333	80	0,0222	830,000	0,9842	2,3056	747,0000	323,9935	10,4846	42533,68	42,537,888	26,1210	228,78152
2100	2097	3000	1536	222	13,9	0,00002	0,833	50	0,0139	830,000	0,9815	3,3288	1195,2000	359,0433	15,1593	61498,28	42,537,888	23,5711	253,53124
2100	2096	4000	1527	218	18	0,00002	0,567	34	0,0094	830,000	0,9762	4,2560	1757,6471	412,9825	19,3907	78664,05	42,537,888	20,4925	291,61933
																			0
2200	2201	0	1622	250		0,00002	2,300	138	0,0383	830,000	0,9875	0,0000	433,0435	0,0000	0,0000	0,00	42,537,888	0,0000	0
2200	2204	1000	1625	245	5,2	0,00002	1,600	96	0,0267	830,000	0,9880	1,3654	622,5000	455,9245	5,9268	24043,69	42,537,888	18,5624	321,94196
2200	2202	2000	1615	239	10,2	0,00002	1,067	64	0,0178	830,000	0,9828	2,6264	933,7500	355,5240	11,3852	46187,53	42,537,888	23,8044	251,04619
2200	2203	3000	1610	235	14,8	0,00002	0,700	42	0,0117	830,000	0,9793	3,7604	1422,8571	378,3766	16,3159	66190,30	42,537,888	22,3667	267,1831
2200	2200	4000	1606	225	18,9	0,00002	0,500	30	0,0083	830,000	0,9782	4,6030	1992,0000	432,7620	19,9626	80964,23	42,537,888	19,5539	305,58621

Pertamina Dex + 1 l/m CNG With Fin

Pateran Engine		Bahan Generator (rpm)	Param Generator (Rpm)	Alternator Amps (Ampere)	Volume Bahan Bakar (M3)	Waktu (Menit)	Waktu (Detik)	Waktu (Jam)	Densitas (kg/m³)	Efisiensi Slip	Daya (Kw)	FCR (g/h)	SFOC (kg/mh)	Torsi (Nm)	BMEP (N/m²)	LHV (J/kg)	Eff. Thermal (%)	Volume Gas (m³)	Waktu CNG (Detik)	Waktu (Jam)	Densitas (kg/m³)	Massa Masek Bahan Bakar (kg)			FCR (g/h)		Nilai Kalor (kJ/kg)		SFC (kg/kwh)	SFC (kJ/Kwh)	
(rpm)	(kwh)																					Param Tegangan (Volt)	Bahan Bakar (M3)	Waktu (Jam)	Pertamina DEX	CNG	Pertamina DEX	CNG			Pertamina DEX
1800	1802	0	1328	185	0.00002	4.367	262	0.0728	830	0.9875	0.0000	0.2231	0.0000	0.0000	0.00	42.557.888	0.0000	0.004567	262	0.072778	0.78	0.017	0.00	0.2238916	0.05	706.13	0.02	0.3954765	277.8547	0	
1800	1805	1000	1329	182	3.8	0.00002	4.667	244	0.6678	830	0.9877	0.7414	0.2449	0.3304	3.9908	15946.46	42.557.888	#####	0.004667	244	0.067778	0.78	0.017	0.00	0.34691803	0.05	706.13	0.02	0.2394765	277.8547	0
1800	1796	2000	1329	180	7.5	0.00002	2.867	172	0.9478	830	0.9965	1.4452	0.3434	0.2407	7.4674	31023.99	42.557.888	#####	0.002867	172	0.047778	0.78	0.017	0.00	0.34744186	0.05	706.13	0.02	0.2731778	192.4035	0
1800	1799	3000	1325	178	11.5	0.00002	2.367	142	0.0944	830	0.9869	2.1961	0.4208	0.1916	11.6695	47340.94	42.557.888	#####	0.002367	142	0.039444	0.78	0.017	0.00	0.43084507	0.05	706.13	0.01	0.2194535	150.8666	0
1800	1801	4000	1319	172	14.7	0.00002	1.300	78	0.0217	830	0.9814	2.7279	0.7662	0.2809	14.4875	58727.88	42.557.888	#####	0.0013	78	0.021667	0.78	0.017	0.00	0.76615385	0.05	706.13	0.01	0.2980111	210.4566	0
1900	1901	0	1403	202		0.00002	3.367	202.000	0.0561	830	0.9890	0.0000	0.2358	0.0000	0.0000	42.557.888	0.0000	0.003567	202.000	0.056111	0.78	0.017	0.00	0.23684158	0.05	706.13	0.02	0	0	0	
1900	1899	1000	1401	200	3.9	0.00002	2.333	164.000	0.0456	830	0.9886	0.8354	0.3544	0.4362	4.1987	17033.06	42.557.888	#####	0.002733	164.000	0.045556	0.78	0.017	0.00	0.34639024	0.05	706.13	0.02	0.4922011	347.5655	0
1900	1898	2000	1402	198	8	0.00002	2.000	120.000	0.0333	830	0.9898	1.6944	0.4490	0.2939	8.5249	34583.73	42.557.888	#####	0.002	120.000	0.033333	0.78	0.017	0.00	0.498	0.05	706.13	0.01	0.3315251	227.0421	0
1900	1902	3000	1398	192	12.1	0.00002	1.633	98.000	0.0272	830	0.9849	2.4975	0.6698	0.2442	12.5720	51002.00	42.557.888	#####	0.001633	98.000	0.027222	0.78	0.017	0.00	0.6079592	0.05	706.13	0.01	0.263993	185.6454	0
1900	1900	4000	1392	185	15.5	0.00002	1.367	76.000	0.0211	830	0.9817	3.0927	0.7363	0.2542	15.5552	63023.24	42.557.888	#####	0.001267	76.000	0.021111	0.78	0.017	0.00	0.73631579	0.05	706.13	0.01	0.2693821	190.2066	0
2000	2005	0	1479	219		0.00002	3.433	206	0.6572	830	0.9894	0.0000	0.2301	0.0000	0.0000	42.557.888	0.0000	0.003453	206.000	0.057222	0.78	0.017	0.00	0.23690709	0.05	706.13	0.02	0	0	0	
2000	2004	1000	1475	212	4.5	0.00002	2.400	144	0.0400	830	0.9863	1.0242	0.4150	0.4052	4.8652	19818.31	42.557.888	#####	0.0024	144.000	0.04	0.78	0.017	0.00	0.415	0.05	706.13	0.01	0.459909	318.4007	0
2000	2005	2000	1470	208	8.7	0.00002	1.900	114	0.0317	830	0.9854	1.9463	0.5242	0.2691	9.288	37682.69	42.557.888	#####	0.0019	114.000	0.031667	0.78	0.017	0.00	0.5321053	0.05	706.13	0.01	0.290752	206.6523	0
2000	1999	3000	1469	202	12.8	0.00002	1.400	84	0.0233	830	0.9847	2.7802	0.7114	0.2559	13.2612	53797.84	42.557.888	#####	0.0014	84.000	0.023333	0.78	0.017	0.00	0.71142857	0.05	706.13	0.01	0.2727276	192.5831	0
2000	1999	4000	1462	198	16.7	0.00002	0.933	56	0.0156	830	0.9800	3.5724	1.0671	0.2987	17.0744	69267.22	42.557.888	#####	0.000933	56.000	0.015556	0.78	0.017	0.00	1.06714286	0.05	706.13	0.01	0.318155	220.1834	0
2100	2097	0	1549	230		0.00002	3.300	198	0.6530	830	0.9898	0.0000	0.2308	0.0000	0.0000	42.557.888	0.0000	0.0053	198.000	0.055	0.78	0.017	0.00	0.301818	0.05	706.13	0.02	0	0	0	
2100	2101	1000	1550	228	4.8	0.00002	2.333	140	0.0389	830	0.9861	1.1722	0.4360	0.3642	5.3405	21665.34	42.557.888	#####	0.002333	140.000	0.038889	0.78	0.017	0.00	0.4365714	0.05	706.13	0.01	0.440487	285.3432	0
2100	2098	2000	1541	220	9.5	0.00002	1.733	104	0.0289	830	0.9862	2.2484	0.5746	0.2536	10.2233	44777.88	42.557.888	#####	0.001733	104.000	0.028889	0.78	0.017	0.00	0.5746138	0.05	706.13	0.01	0.276584	195.1662	0
2100	2099	3000	1539	215	13.8	0.00002	1.233	74	0.0206	830	0.9825	3.1975	0.8076	0.2526	14.5612	59071.68	42.557.888	#####	0.001233	74.000	0.020556	0.78	0.017	0.00	0.8075657	0.05	706.13	0.01	0.2671989	188.6788	0
2100	2105	4000	1531	208	18.1	0.00002	0.800	48	0.0133	830	0.9755	4.0862	1.2450	0.3047	18.9966	75454.63	42.557.888	#####	0.0008	48.000	0.013333	0.78	0.017	0.00	1.245	0.05	706.13	0.01	0.3161335	223.2325	0
2200	2205	0	1622	248		0.00002	2.633	158	0.0439	830	0.9866	0.0000	0.2378	0.0000	0.0000	42.557.888	0.0000	0.002633	158.000	0.043889	0.78	0.017	0.00	0.37822785	0.05	706.13	0.02	0	0	0	
2200	2204	1000	1623	240	5.1	0.00002	2.200	132	0.0367	830	0.9868	1.3134	0.4327	0.3447	5.6960	23107.55	42.557.888	#####	0.0022	132.000	0.036667	0.78	0.017	0.00	0.45272727	0.05	706.13	0.01	0.3803483	268.5704	0
2200	2199	2000	1619	235	10.2	0.00002	1.633	98	0.0272	830	0.9866	2.5726	0.6698	0.2370	11.5118	45240.59	42.557.888	#####	0.001633	98.000	0.027222	0.78	0.017	0.00	0.6079592	0.05	706.13	0.01	0.2525297	180.2825	0
2200	2198	3000	1606	229	14.8	0.00002	1.167	70	0.0194	830	0.9791	3.6652	0.8357	0.2329	15.9245	64602.24	42.557.888	#####	0.001167	70.000	0.019444	0.78	0.017	0.00	0.83571429	0.05	706.13	0.01	0.2456928	173.4925	0
2200	2202	4000	1600	218	19	0.00002	0.700	42	0.0117	830	0.9757	4.5043	1.4329	0.3159	19.5790	79627.92	42.557.888	#####	0.0007	42.000	0.011667	0.78	0.017	0.00	1.43285714	0.05	706.13	0.01	0.3262795	230.3968	0

Permina Dex + 2 l/m CNG With Fin

Param Engine	Param (rpm)	Param (Generator)	Alternator		Volume Bahan	Waktu (Menit)	Waktu (Detik)	Waktu (Jam)	Densitas (kg/m3)	Efisiensi Ship	Daya (Kw)	FCR (kg/h)	SFOC (kg/kWh)	Torsi (Nm)	BHP (Nm2)	LHR (kg)	Eff. Thermal (%)	Volume CNG (m3)	Waktu (Jam)	Densitas (kg/m3)	Massa Mestik Bahan		FCR (kg/h)		Nilai Kalor (kJ/kg)		SEC (kg/kWh)	SEC (kJ/kWh)	
			Tegangan Ans (Volt)	Amps (Ampere)																	Param (kWh)	Param (kWh)	Param (kWh)	Param (kWh)	Param (kWh)	Param (kWh)			
1800	1799	0	1239	190	0.0002	4.667	292	0.0811	830	0.9899	0.0000	0.2047	0.0000	0.0000	0.00	42.537.888	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
1800	1800	1000	1330	185	3.7	0.0002	4.000	0.0667	830	0.9901	0.7320	0.2490	0.3402	3.8875	15770.91	42.537.888	2879.4246	0.008	2.40	0.066667	0.78	0.007	0.01	0.249	0.09	0.05	0.468031	330.5124	
1800	1801	2000	1329	182	7.5	0.0002	3.133	1.88	0.0522	830	0.9898	1.4616	0.3179	7.7582	31471.30	42.537.888	3891.4286	0.006267	1.88	0.052222	0.78	0.007	0.00	0.3178734	0.09	0.04	0.281514	198.796	
1800	1802	3000	1320	178	11.4	0.0002	2.567	1.42	0.0394	830	0.9816	2.1889	0.4208	11.6191	47107.00	42.537.888	4407.8501	0.004733	1.42	0.039444	0.78	0.007	0.00	0.4208497	0.09	0.03	0.230252	165.9648	
1800	1801	4000	1318	172	14.5	0.0002	1.333	80	0.0222	830	0.9806	2.6929	0.7470	14.2774	57920.65	42.537.888	3068.4567	0.002667	80	0.022222	0.78	0.007	0.00	0.747	0.09	0.02	0.312159	220.4295	
1900	1903	0	1402	202	0.0002	3.700	222.000	0.0617	830	0.9872	0.0000	0.2692	0.0000	0.0000	0.00	42.537.888	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
1900	1904	1000	1397	198	3.8	0.0002	3.000	180.000	0.0500	830	0.9832	0.8103	0.3320	4.6681	16315.42	42.537.888	2065.668	0.006	180.000	0.05	0.78	0.007	0.00	0.332	0.09	0.04	0.525247	370.911	
1900	1902	2000	1396	195	7.9	0.0002	2.267	16.000	0.0378	830	0.9835	1.6385	0.4394	8.3220	33760.85	42.537.888	3194.8084	0.004533	136.000	0.037778	0.78	0.007	0.00	0.4394176	0.09	0.03	0.321899	226.9599	
1900	1899	3000	1390	190	12	0.0002	1.567	94.000	0.0261	830	0.9808	2.4613	0.6357	12.3666	50156.99	42.537.888	3274.8089	0.003133	94.000	0.026111	0.78	0.007	0.00	0.6357468	0.09	0.02	0.296325	209.296	
1900	1902	4000	1387	185	15.4	0.0002	1.067	64.000	0.0178	830	0.9772	3.0871	0.9338	15.5314	62007.90	42.537.888	2799.5837	0.002133	64.000	0.017778	0.78	0.007	0.00	0.93373	0.09	0.01	0.332922	234.9985	
2000	2001	0	1475	215	0.0002	2.300	150	0.0417	830	0.9878	0.0000	0.2994	0.0000	0.0000	0.00	42.537.888	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
2000	2001	1000	1474	210	4.5	0.0002	2.133	128	0.0356	830	0.9871	1.0137	0.4669	4.8400	19645.86	42.537.888	18374.9496	0.004267	128.000	0.035556	0.78	0.007	0.00	0.466875	0.09	0.03	0.525312	390.4414	
2000	1999	2000	1472	205	8.8	0.0002	1.733	104	0.0289	830	0.9867	1.9338	0.5746	9.2428	37496.26	42.537.888	28510.8149	0.003467	104.000	0.028889	0.78	0.007	0.00	0.5746338	0.09	0.02	0.345188	243.7547	
2000	1996	3000	1465	200	12.8	0.0002	1.333	80	0.0222	830	0.9835	2.7560	0.7470	13.1723	35437.18	42.537.888	31223.9333	0.002667	80.000	0.022222	0.78	0.007	0.00	0.747	0.09	0.02	0.305060	215.3781	
2000	2003	4000	1461	195	16.8	0.0002	1.067	64	0.0178	830	0.9774	3.5489	0.9338	16.9873	68914.02	42.537.888	32165.5309	0.002133	64.000	0.017778	0.78	0.007	0.00	0.93373	0.09	0.01	0.332944	204.4169	
2100	2101	0	1550	230	0.0002	2.300	138	0.0333	830	0.9886	0.0000	0.4330	0.0000	0.0000	0.00	42.537.888	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
2100	2101	1000	1546	225	4.8	0.0002	1.833	110	0.0306	830	0.9880	1.1597	0.5433	5.2738	21394.78	42.537.888	18066.3401	0.003667	110.000	0.030556	0.78	0.007	0.00	0.5432713	0.09	0.02	0.459153	387.7851	
2100	2101	2000	1544	220	9.4	0.0002	1.667	100	0.0278	830	0.9883	2.2236	0.5976	10.1115	41020.10	42.537.888	31499.767	0.003333	100.000	0.027778	0.78	0.007	0.00	0.5976	0.09	0.02	0.310853	219.5088	
2100	2099	3000	1535	212	13.9	0.0002	1.200	72	0.0200	830	0.9799	3.1840	0.8300	14.4790	38738.40	42.537.888	32465.4921	0.0024	72.000	0.02	0.78	0.007	0.00	0.83	0.09	0.01	0.290075	204.8346	
2100	2102	4000	1538	205	18.1	0.0002	0.933	56	0.0156	830	0.9741	4.0333	1.0671	18.3386	74477.11	42.537.888	31996.5433	0.001867	56.000	0.015556	0.78	0.007	0.00	1.0671286	0.09	0.01	0.328779	203.22	
2200	2202	0	1628	249	0.0002	2.100	126	0.0350	830	0.9907	0.0000	0.4743	0.0000	0.0000	0.00	42.537.888	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
2200	2202	1000	1616	240	5.2	0.0002	1.933	116	0.0322	830	0.9834	1.3437	0.5132	5.8302	23651.94	42.537.888	22014.133	0.003667	116.000	0.032222	0.78	0.007	0.00	0.5131741	0.09	0.02	0.452049	319.9219	
2200	2203	2000	1610	232	10.1	0.0002	1.700	102	0.0283	830	0.9793	2.5335	0.5859	10.9924	44593.76	42.537.888	36595.9416	0.0034	102.000	0.028333	0.78	0.007	0.00	0.5858235	0.09	0.02	0.262022	189.3944	
2200	2197	3000	1613	225	14.9	0.0002	1.400	60	0.0167	830	0.9838	3.6081	0.9960	15.6481	64801.55	42.537.888	30638.4716	0.002	60.000	0.016667	0.78	0.007	0.00	0.996	0.09	0.01	0.303984	213.2432	
2200	2196	4000	1605	218	18.9	0.0002	0.667	40	0.0111	830	0.9794	4.4545	1.4940	19.3712	78548.88	42.537.888	25233.0857	0.001333	40.000	0.011111	0.78	0.007	0.00	1.494	0.09	0.01	0.336407	251.6724	

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS



Penulis bernama Linggar Palang Aras RFC, merupakan putra nomor 2 dari 3 bersaudara. Ayah dari penulis bernama R.A. Faridis Moeniry dan Ibu dari penulis bernama Roelia Wahyudiningtyas. Lahir pada tanggal 2 Januari 1996, di Kota Blitar, Jawa Timur. Penulis telah menyelesaikan jenjang pendidikan formal dasar di SD Negeri Ngronggo VIII Kota Kediri, jenjang menengah pertama di SMP Negeri 1 Kota Kediri, jenjang menengah atas di SMA Negeri 2 Kota Kediri, dan melanjutkan pendidikan tinggi di Departemen Teknik Sistem Perkapalan Program Reguler, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya di bidang *Marine Power Plant* (MPP). Penulis pernah menjalankan *on the job*

training di beberapa perusahaan yaitu PT. Daya Radar Utama Unit 1 Jakarta Utara dan PT. Angkasa Mulya Trading Surabaya. Selain aktivitas akademik, penulis berpengalaman dan aktif tergabung dalam beberapa aktivitas organisasi dan unit kegiatan mahasiswa. Penulis pernah bergabung dalam Unit Kegiatan Mahasiswa ITS Flag Football pada tahun 2014, aktif dalam BEM Fakultas Teknologi Kelautan pada tahun 2016/2017, Marine Icon 2015, 2016, dan 2017 HIMASISKAL ITS, serta menjadi koordinator laboratorium MPP. Selain itu, penulis aktif dalam mengikuti kegiatan pengembangan *softskills* seperti Latihan Keterampilan Manajemen Mahasiswa Pra Tingkat Dasar dan Tingkat Dasar, Pelatihan Enterpreneur, Pelatihan Pengembangan Managerial, Pelatihan Marketing Billboard dan beberapa kegiatan lainnya. Penulis juga merupakan penerima beasiswa Peningkatan Prestasi Akademik (PPA) dan Beasiswa Pemerintah Kota Kediri. Penulis pernah menjuarai College Bowl atau kejuaraan Flag Football antar kampus seluruh Indonesia pada tahun 2015 dengan predikat Juara 1 di Sleman, Yogyakarta. Penulis dapat dihubungi melalui palangaras5@gmail.com.

“Jangan pernah takut kehabisan waktu, karena kita manusia memiliki akal untuk membuat waktu kita sendiri”